

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-115442

(43)Date of publication of application : 27.04.1999

(51)Int.Cl.

B60G 17/015
F16F 9/46

(21)Application number : 09-288809

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 21.10.1997

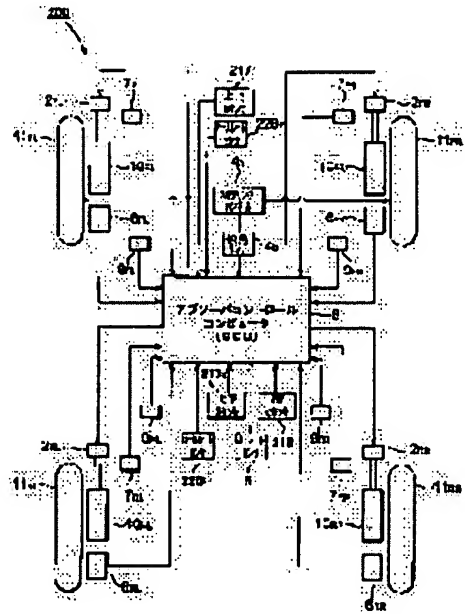
(72)Inventor : HASHIMOTO YOSHIYUKI
NAKAYAMA TOMOMI
SASAKI KAZUYA
MURATA MASAHIRO
IKEDA SHIGETERU
SUZUKI SATOSHI

(54) SUSPENSION DEVICE FOR VEHICLE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve the comfortableness of riding and operability of vehicle by forming shock absorbers so that the damping force thereof can be changed in a low-speed area of the telescoping speed, and controlling actuators so that the damping force of the shock absorbers is changed in response to the absolute value of the relative speed between wheels and a car body and the direction.

SOLUTION: Shock absorbers 10FR, 10FL, 10RR, 10RL are formed so that the damping force thereof in a low-speed area of the telescoping speed can be changed. Damping force of these shock absorbers 10FR, 10FL, 10RR, 10RL control and drive for change of actuators 2FR, 2FL, 2RR, and 2RL provided on the car body by an absorber control computer 8. With an experimental information, comfortableness of riding and operating stability of vehicle are changed large dependently on the damping force characteristic in the low-speed area. With these shock absorbers 10FR, 10FL, 10RR, 10RL having this structure, since a clearance is adjusted and damping characteristic in the low-speed area can be changed, optimal comfortableness of riding and operating stability are obtained.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

18.06.2001

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]	3473673
[Date of registration]	19.09.2003
[Number of appeal against examiner's decision of rejection]	
[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]	
[Date of extinction of right]	

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-115442

(43) 公開日 平成11年(1999) 4月27日

(51) Int.Cl.⁸
B 6 0 G 17/015
F 1 6 F 9/46

識別記号

F I
B 6 0 G 17/015
F 1 6 F 9/46

A

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 27 頁)

(21) 出願番号 特願平9-288809

(22) 出願日 平成9年(1997)10月21日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社
愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 橋本 佳幸

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 中山 知規

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 佐々木 和也

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 弁理士 長谷川 芳樹 (外1名)

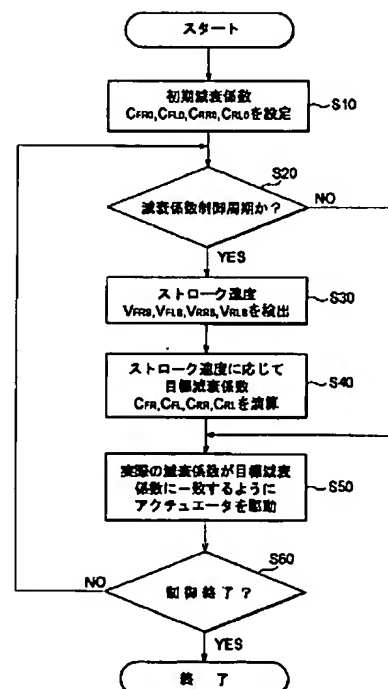
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用懸架装置

(57) 【要約】

【課題】 車両の乗り心地性及び操縦性を向上させることができる車両を提供する。

【解決手段】 車両200は、車輪11_{FR}、11_{FL}、11_{RR}、11_{RL}のと車体201との間に設けられ伸縮速度の低速域における減衰力が可変可能なショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}と、ショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}の減衰力を可変するアクチュエータ2_{FR}、2_{FL}、2_{RR}、2_{RL}と、車輪と車体との間の相対速度（ストローク速度）の絶対値及び方向に応じてショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}の減衰力が可変するようにアクチュエータ2_{FR}、2_{FL}、2_{RR}、2_{RL}を制御するECU8とを備える。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 車輪と車体との間に設けられ伸縮速度の低速域における減衰力が可変可能なショックアブソーバと、前記ショックアブソーバの減衰力を可変するアクチュエータと、前記車輪と前記車体との間の相対速度の絶対値及び方向に応じて前記ショックアブソーバの減衰力が可変するように前記アクチュエータを制御する制御手段と、を備える車両用懸架装置。

【請求項2】 前記ショックアブソーバは前記車体の左右部位と左右の前記車輪との間にそれぞれ設けられており、前記制御手段は、それぞれの前記部位と前記車輪との間の相対速度の方向が同一の場合には、相対速度の絶対値が大きい方の前記ショックアブソーバの減衰力を基準値よりも大きくし、相対速度の絶対値が小さい方の前記ショックアブソーバの減衰力を前記基準値よりも小さくするとともに、相対速度の方向が逆の場合には、双方の前記ショックアブソーバの減衰力を前記基準値よりも大きくするようにそれぞれの前記アクチュエータを制御することを特徴とする請求項1に記載の車両用懸架装置。

【請求項3】 前記ショックアブソーバは前記車体の少なくとも2箇所の部位と2つの前記車輪との間にそれぞれ設けられており、前記制御手段は、双方の前記部位と双方の前記車輪との間のそれぞれの相対速度の差に応じて前記ショックアブソーバの減衰力の可変量が可変するようにそれぞれの前記アクチュエータを制御することを特徴とする請求項1に記載の車両用懸架装置。

【請求項4】 前記ショックアブソーバは前記車体の少なくとも2箇所の部位と2つの前記車輪との間にそれぞれ設けられており、前記制御手段は、双方の前記部位と双方の前記車輪との間のそれぞれの相対速度の絶対値の和に応じて前記ショックアブソーバの減衰力の可変量が可変するようにそれぞれの前記アクチュエータを制御することを特徴とする請求項1に記載の車両用懸架装置。

【請求項5】 前記ショックアブソーバは前記車体の前後部位と前後の前記車輪との間にそれぞれ設けられており、前記制御手段は、それぞれの前記ショックアブソーバの減衰力の可変量が所定条件下で異なるようにそれぞれの前記アクチュエータを制御することを特徴とする請求項1に記載の車両用懸架装置。

【請求項6】 左右の車輪と左右の車体部位との間に設けられ減衰力が可変可能な左右のショックアブソーバと、前記ショックアブソーバの減衰力を可変する左右のアクチュエータと、前記車輪と前記車体部位との間のそれぞれの相対速度及び前記車体を鉛直上方から仮想的に吊り下げる第1スカイフックショックアブソーバ並びに前記車体をロール方向上方から仮想的に吊り下げる第2スカイフックショックアブソーバの減衰係数に基づいて前記左右のショックアブソーバの減衰力が可変するように前記左右のアクチュエータを制御する制御手段と、を

備える車両用懸架装置。

【請求項7】 前記制御手段は、前記車輪を操舵する操舵手段の操作状態に応じて前記第1及び第2スカイフックショックアブソーバの減衰係数を求めることを特徴とする請求項6に記載の車両用懸架装置。

【請求項8】 車輪と車体との間に設けられ減衰力が可変可能なショックアブソーバと、前記ショックアブソーバの減衰力を可変するアクチュエータと、前記車輪の上下方向速度、前記車輪と前記車体との間の相対速度、及び前記ショックアブソーバ下端側を鉛直上方から仮想的に吊り下げるスカイフックショックアブソーバの減衰係数に応じて前記ショックアブソーバの減衰力が可変するように前記アクチュエータを制御する制御手段と、を備える車両用懸架装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、ショックアブソーバの減衰力が制御される車両用懸架装置に関する。

【0002】

【従来の技術】車両用懸架装置は、一般的に車輪と車体との間に設けられるショックアブソーバを有している。従来のショックアブソーバの減衰力制御を行う装置は、特開平5-294122号公報に記載されている。この装置は、スカイフック理論に基づきばね上速度、ばね上とばね下の相対速度によりショックアブソーバの減衰係数を制御している。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の装置を搭載した車両用懸架装置においては、車両の乗り心地性及び操縦性は十分とは言えない。本発明は、このような課題に鑑みてなされたものであり、乗り心地性及び操縦性を向上可能な車両用懸架装置を提供することを目的とする。

【0004】

【課題を解決するための手段】本発明に係る第1の車両用懸架装置は、車輪と車体との間に設けられ伸縮速度の低速域における減衰力が可変可能なショックアブソーバと、ショックアブソーバの減衰力を可変するアクチュエータと、車輪と車体との間の相対速度の絶対値及び方向に応じてショックアブソーバの減衰力が可変するようにアクチュエータを制御する制御手段とを備える。

【0005】本車両用懸架装置においては、ショックアブソーバの伸縮速度の低速域における減衰力を可変することができるので、車輪の接地性すなわち操縦性を向上させることができるとともに、制御手段が車輪と車体との間の相対速度の絶対値及び方向に応じてショックアブソーバの減衰力が可変するようにアクチュエータを制御するので、車両の乗り心地性を向上させることができる。

【0006】特に、ショックアブソーバは車体の左右部

位と左右の車輪との間にそれぞれ設けられており、制御手段は、それぞれの部位と車輪との間の相対速度の方向が同一の場合には、相対速度の絶対値が大きい方のショックアブソーバの減衰力を基準値よりも大きくし、相対速度の絶対値が小さい方のショックアブソーバの減衰力を基準値よりも小さくするとともに、相対速度の方向が逆の場合には、双方のショックアブソーバの減衰力を基準値よりも大きくするようにそれぞれのアクチュエータを制御することが好ましい。

【0007】車両が低周波路面を走行する際には、路面のうねりに応じて車体の左右部位が双方とも上又は下方向に移動し、相対速度の方向が同一となる。また、車両旋回時には車体に働く遠心力に応じて左右いずれかの車体部位が下方向に沈み込むと同時に他方の車体部位が上方向に浮き上がろうとし、相対速度の方向が逆となる。

【0008】本車両用懸架装置における制御手段は、前者の場合において相対速度の絶対値が大きい方のショックアブソーバの伸縮速度低速域における減衰力を基準値よりも大きくし、相対速度の絶対値が小さい方のショックアブソーバの伸縮速度低速域における減衰力を基準値よりも小さくするようにそれぞれのアクチュエータを制御する。したがって、車体左右部位の車輪に対する相対速度差を小さくし、車体姿勢変化を抑制することができる。

【0009】本車両用懸架装置における制御手段は、後者の場合において双方のショックアブソーバの減衰力を基準値よりも大きくするようにアクチュエータを制御する。したがって、車両旋回時の車体上下方向の浮き沈みを抑制し、車体姿勢変化を抑制することができる。

【0010】本車両用懸架装置のショックアブソーバは車体の少なくとも2箇所の部位と2つの車輪との間にそれぞれ設けられており、制御手段は、双方の部位と双方の車輪との間のそれぞれの相対速度の差に応じてショックアブソーバの減衰力の可変量が可変するようにそれぞれのアクチュエータを制御することが好ましい。

【0011】この場合、制御手段は対応車体部位間の上下方向相対速度差に応じて減衰力可変量を可変するようにアクチュエータを制御する。好ましくは2箇所の車体部位間の相対速度差が大きい場合に減衰力可変量が増大させられる。このように減衰力可変量を相対速度差に応じさせることにより、減衰力をスムーズに変動させることができるので、急激な減衰力変化による制御ショックを抑制することができる。

【0012】本車両用懸架装置のショックアブソーバは車体の少なくとも2箇所の部位と2つの車輪との間にそれぞれ設けられており、制御手段は、双方の部位と双方の車輪との間のそれぞれの相対速度の絶対値の和に応じてショックアブソーバの減衰力の可変量が可変するようにそれぞれのアクチュエータを制御することとしてもよい。

【0013】この場合、相対速度の絶対値、すなわち車輪に対する全体としての車体姿勢変化に応じて減衰力の可変量が可変させられるので、振動絶縁効果をより顕著に向上させることができる。

【0014】本車両用懸架装置のショックアブソーバは車体の前後部位と前後の車輪との間にそれぞれ設けられており、制御手段は、それぞれのショックアブソーバの減衰力の可変量が所定条件下で異なるようにそれぞれのアクチュエータを制御することとしてもよい。車体前後部位のショックアブソーバの減衰力は車両旋回時の回頭性を左右する。したがって、車両の構造上旋回時の回頭性が十分でない場合には、後輪側の車体部位に設けられたショックアブソーバの減衰力可変量を増大させてオーバーステア傾向とし、これとは逆の場合には前輪側の車体部位に設けられたショックアブソーバの減衰力可変量を増大させてアンダーステア傾向とし、適切な回頭性となるようにする。また、減衰力可変量を適当な条件下で切換える場合には、前輪側と後輪側の減衰力可変量切換条件を変えることにより上記のように車両回頭性を制御することができる。

【0015】また、本発明に係る第2の車両用懸架装置は、左右の車輪と左右の車体部位との間に設けられ減衰力が可変可能な左右のショックアブソーバと、ショックアブソーバの減衰力を可変する左右のアクチュエータと、車輪と車体部位との間のそれぞれの相対速度及び車体を鉛直上方から仮想的に吊り下げる第1スカイフックショックアブソーバ並びに車体をロール方向上方から仮想的に吊り下げる第2スカイフックショックアブソーバの減衰係数に基づいて左右のショックアブソーバの減衰力が可変するように左右のアクチュエータを制御する制御手段とを備える。

【0016】本車両用懸架装置においては、制御手段が、左右の車輪と車体との間の相対速度及び鉛直上方から車体を仮想的に吊り下げる第1スカイフックショックアブソーバの減衰係数に基づいて、左右のショックアブソーバの減衰力を可変するように左右のアクチュエータを制御し、スカイフック理論に基づく制振制御を行うことによって車体上下方向の制振を行う。また、制御手段は、左右の車輪と車体との間の相対速度及びロール方向上方から車体を仮想的に吊り下げる第2スカイフックショックアブソーバの減衰係数に基づいて左右のショックアブソーバの減衰力を可変するように左右のアクチュエータを制御し、車体ロール方向の制振を行う。したがって、上下方向及びロール方向の車体姿勢変化を抑制することができる。なお、上記ショックアブソーバの減衰力を伸縮速度の低速域において可変して制御することとすれば、車輪接地性を増大させて操縦性を向上させることができる。

【0017】本車両用懸架装置の制御手段は、車輪を操舵する操舵手段の操作状態に応じて第1及び第2スカイ

フックショックアブソーバの減衰係数を求めることが好ましい。操舵手段の操作状態から車両が直進中であるか旋回中かであるかを判定することができる。したがって、制御手段はこのような車両運動状態に応じて第1及び第2スカイフックショックアブソーバの減衰係数を求め、車体上下方向及びロール方向の制振を行うことができる。

【0018】本発明に係る第3の車両用懸架装置は、車輪と車体との間に設けられ減衰力が可変可能なショックアブソーバと、ショックアブソーバの減衰力を可変するアクチュエータと、車輪の上下方向速度、車輪と車体との間の相対速度、及びショックアブソーバ下端側を鉛直上方から仮想的に吊り下げるスカイフックショックアブソーバの減衰係数に応じてショックアブソーバの減衰力が可変するようにアクチュエータを制御する制御手段とを備える。

【0019】本車両用懸架装置の制御手段は、スカイフック理論に基づき、ばね下に相当する車輪の上下方向速度及び車輪と車体との間の相対速度、及びばね下側に位置するショックアブソーバ下端側を鉛直上方から仮想的に吊り下げるスカイフックショックアブソーバの減衰係数に応じて、車輪及び車体間のショックアブソーバの減衰力を制御するようにアクチュエータを制御する。したがって、ばね下に相当する車輪の制振を行うことができ、車輪接地性を向上させて車両操縦性を向上させることができる。

【0020】

【発明の実施の形態】以下、実施の形態に係る車両用懸架装置を用いた車両について説明する。同一要素又は同一機能を有する要素には同一符号を用いるものとし、重複する説明は省略する。また、従来のものと同一の車両構成要素については、簡単のため説明を省略する。

【0021】図1は実施の形態に係る車両200を示す。車両200は、車体201及び車体201下部に回転可能に設けられた右前輪11_{FR}、左前輪11_{FL}、右後輪11_{RR}並びに左後輪11_{RL}を備えている。前輪11_{FR}、11_{FL}はステアリングハンドル4aを操作することにより操舵され、前輪11_{FR}、11_{FL}又は/及び後輪11_{RR}、11_{RL}は図示しないエンジンの駆動力が伝達されて回転するため、車両200はこのエンジンの駆動によって走行するとともにハンドル4aの操作によってその進行方向を変えることができる。

【0022】それぞれの車輪11_{FR}、11_{FL}、11_{RR}、11_{RL}は、懸架装置211_{FR}、211_{FL}、211_{RR}、211_{RL}によって車体201を支持している。それぞれの懸架装置211_{FR}、211_{FL}、211_{RR}、211_{RL}は、それぞれの車輪11_{FR}、11_{FL}、11_{RR}、11_{RL}と車体201との間に設けられたショックアブソーバ（ダンパ）10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}を備えている。懸架装置211_{FR}、211_{FL}、211_{RR}、211_{RL}は、車

輪11_{FR}、11_{FL}、11_{RR}、11_{RL}を回転可能に支持する支持部材としてのナックルと車体201とを接続するロアアーム202_{FR}、202_{FL}、202_{RR}、202_{RL}を備えている。

【0023】ショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}は、ロアアーム202_{FR}、202_{FL}、202_{RR}、202_{RL}と車体201との間に配置されており、その長手方向両端間に加わる荷重に応じて長手方向に伸縮することができる。ショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}は、コイルスプリング203_{FR}、203_{FL}、203_{RR}、203_{RL}内を貫通している。コイルスプリング203_{FR}、203_{FL}、203_{RR}、203_{RL}の下端部は、ショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}の長手方向中央部外周面に固定されており、上端部は車体201に固定されている。

【0024】ショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}は、伸縮速度の低速域における減衰力が可変可能とされている。ショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}の減衰力は、車体201に設けられたアクチュエータ2_{FR}、2_{FL}、2_{RR}、2_{RL}を駆動することによって可変させられる。アクチュエータ2_{FR}、2_{FL}、2_{RR}、2_{RL}の駆動は、車体201内に配置されたアブソーバコントロールコンピュータ（ECU）8からアクチュエータ2_{FR}、2_{FL}、2_{RR}、2_{RL}に入力される制御信号によって制御される。したがって、ECU8はショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}の減衰力を制御する。

【0025】車両200は、各車輪11_{FR}、11_{FL}、11_{RR}、11_{RL}毎に設けられた車輪速センサ6_{FR}、6_{FL}、6_{RR}、6_{RL}及び車体の姿勢変化や加速度を測定する各種センサを備えている。ECU8は、これらの情報に基づいてショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}の減衰力を制御するが、この減衰力の制御については後述する。次に、懸架装置についてさらに詳しく説明する。

【0026】図2は、図1に示した車両200を長手方向に垂直に切った車両200の断面図（I-I矢印断面図）であり、同図中には前輪用の懸架装置211_{FR}、211_{FL}が示されている。なお、後輪用の懸架装置211_{RR}、211_{RL}の構造は、前輪用の懸架装置211_{FR}、211_{FL}と同一なのでその説明を省略する。前輪11_{FR}、11_{FL}の内側には、ロアアーム202_{FR}、202_{FL}の一端が連結された車輪11_{FR}、11_{FL}を回転可能に支持するステアリングナックル206_{FR}、206_{FL}が設けられており、ステアリングナックル206_{FR}、206_{FL}の上端部にはアッパーアーム207_{FR}、207_{FL}の一端が連結されている。ロアアーム202_{FR}、202_{FL}及びアッパーアーム207_{FR}、207_{FL}の他端は、車体201に揺動可能に連結されている。

【0027】車両200が例えば左旋回を始めると、車

体201は進行方向に平行なロールセンタRCの軸を中心に右回転しようとし、車両重心Gには旋回による遠心力及びロールセンタRC回りのモーメントが加わり、車体201は旋回外側、すなわち右側に傾く。したがって、左側のショックアブソーバ10_{FL}及びコイルスプリング203_{FL}は、これに加わる荷重の減少に伴ってコイルスプリング203_{FL}のばね力にしがって伸長しようとし、右側のショックアブソーバ10_{FR}及びコイルスプリング203_{FR}は、これに加わる荷重の増加に伴ってコイルスプリング203_{FR}のばね力に抗して収縮しようとする。

【0028】このような旋回中における左右のショックアブソーバ10_{FL}、10_{FR}の伸縮速度は0.05m/s以下の低速であり、車両直進中に小さな障害物乗り越える時の伸縮速度よりも小さい。本ショックアブソーバ10_{FL}、10_{FR}は伸縮速度の低速域の減衰力を可変することができる。低速域の減衰力を可変することができるショックアブソーバ10_{FL}、10_{FR}としては種々のものが考えられるが、本実施の形態に係る好適なショックアブソーバについて以下に説明する。

【0029】図3は、図2に示した右前輪用ショックアブソーバ10_{FR}を含む懸架装置主要部をショックアブソーバ10_{FR}の長手方向に沿って切った断面図(II-II矢印断面図)である。なお、残りのショックアブソーバ10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}の構造は、ショックアブソーバ10_{FR}と同一なのでその説明を省略する。ショックアブソーバ10_{FR}は、走行中のコイルスプリング203_{FR}の振動を減衰させて車両の乗り心地を向上させると共に、車輪の接地性を高めて操縦安定性を向上させる役割を担うものであり、車両状態に応じて伸縮可能な構造となっている。ショックアブソーバ10_{FR}は、その上端が車体201に取り付けられ、その下端が図2に示したロアアーム202_{FR}に固定された軸体13に取り付けられている。

【0030】ショックアブソーバ10_{FR}は、ピストンロッド16と外筒18とを備えている。外筒18の長手方向中央部外周にはこの外周を囲むように円環受皿型のガイド10aが固定されている。ピストンロッド16の上端部分にはブラケット10bが掛止されており、ブラケット10bと車体201の間にはゴム部材10cが介在している。また、ガイド10aとブラケット10bの間にはコイルスプリング203_{FR}が配設されており、このコイルスプリング203_{FR}により車体201が弾力的に支えられている。

【0031】外筒18の内部には、内筒20が外筒18と同軸に配設されている。外筒18と内筒20の間には、環状室21が形成されている。外筒18の上端には、ロッドガイド22が嵌挿されている。ロッドガイド22は大径部22aと小径部22bとを有する円柱状の剛性部材である。小径部22bの外周面は内筒20の内

周面と係合し、大径部22aの外周面は外筒18の内周面と係合している。ロッドガイド22には、その中央部に貫通孔が設けられている。この貫通孔には、ピストンロッド16が液密かつ摺動可能に挿通されている。また、外筒18の上端には、キャップ24が、その中央をピストンロッド16が貫通するように固定されている。

【0032】ピストンロッド16は、その下端部分を小径とした円柱状の中空部材である。ピストンロッド16はその小径部が内筒20の内部に收容されるように配置されている。ピストンロッド16には、内筒20の内部に收容される位置に、リバウンドストッパ26及びリバウンドストッパプレート28が装着されている。

【0033】リバウンドストッパプレート28は環状の剛性部材であり、ピストンロッド16の外周に固定されている。また、リバウンドストッパ26は弾性を有する環状部材であり、リバウンドストッパプレート28の上部に装着されている。ピストンロッド16が上方へ所定距離変位すると、リバウンドストッパ26がロッドガイド22と当接し、ピストンロッド16の更なる変位が規制される。

【0034】ピストンロッド16の下端部分には、上側からサブピストン30、メインピストン32の順でこれらが固定されている。内筒20の内部空間は、サブピストン30及びメインピストン32により、サブピストン30より上方の上室34と、サブピストン30とメインピストン32との間の中室36と、メインピストン32より下方の下室38とに区画されている。

【0035】サブピストン30及びメインピストン32は、それぞれ上室34と中室36との間、及び中室36と下室38との間での流体の流通を許容するオリフィス及び弁機構を備えており、ピストンロッド16の進退動に応じて減衰力を発生させる。

【0036】外筒18の下端には、ベースバルブ41が固定されている。ベースバルブ41は、下室38と環状室21との流体の流通を許容するように構成されている。外筒18の内部には、油等の作動流体F_{oil}が、内筒20の内部空間を充滿すると共に、環状室21を所定の高さまで満たすように收容されている。

【0037】図4は、図3に示したショックアブソーバの領域IIIの拡大図である。図4の左半分には、上室34側から下室38側への流体の流通を許容する構成部分が表示され、また、図4の右半分には下室38側から上室34側への流体の流通を許容する構成部分が表示されている。なお、簡単のため作動流体F_{oil}は図示しない。

【0038】ピストンロッド16の内部には、その軸方向に貫通する通路40が設けられている。通路40は、大径部40aと、大径部40aの下方へ延びる小径部40bとを備えている。通路40の大径部40aと小径部40bとの境界部分には、段差40cが形成されている。この通路40の大径部40aには、上述のアクチュ

エータを駆動することによりピストンロッド16の長手方向に沿って移動可能な調整ロッド42が挿入されている。

【0039】調整ロッド42の上端は、ピストンロッド16の上部へ達しており、車体201に取り付けられるアクチュエータ2_{FR}と係合している。アクチュエータ2_{FR}は、ECU8からの信号に応じて調整ロッド42をピストンロッド16の長手方向に沿って移動させるものであり、例えば、ステッピングモータ及びギヤなどの駆動力伝達機構等により構成される。

【0040】調整ロッド42は、減衰力可変手段の構成部材の一つであり、通路40の大径部40aの内径よりも小さな外径を有する小径部42aと、小径部42aの下端部分に形成された円錐部42bとを備えている。調整ロッド42は、円錐部42bの先端が通路40の小径部40bへ進入するように配置されている。円錐部42bの外周面と、通路40の段差40cとの間にはクリアランスCが形成されている。

【0041】調整ロッド42の外周の小径部42aより上方の部位にはOリング43が装着されている。Oリング43により、調整ロッド42の小径部42aの外周と通路40の大径部40aの内周との間に、環状の連通空間44が画成されている。この連通空間44は、クリアランスCを介して、通路40の小径部40bの内部空間と連通している。

【0042】ピストンロッド16には、その径方向に延びて、上室34と連通空間44とを連通する連通路46が設けられている。更に、ピストンロッド16には、その径方向に延びて、通路40の小径部40bの内部空間と中室36とを連通する連通路47が設けられている。

【0043】調整ロッド42は、図示しないネジ部において、通路40の大径部40aと螺合しており、その上端部がアクチュエータ2_{FR}と係合している。このため、アクチュエータ2_{FR}により調整ロッド42が回転し、これにより調整ロッド42の上下位置を変化させることで、クリアランスCを調整することができる。

【0044】ピストンロッド16の小径部分の外周には、上側から順にストッププレート48、リーフシート49、リーフバルブ50、サブピストン30、リーフバルブ54、及びリーフシート56が嵌着されている。

【0045】リーフバルブ50、54は、薄板材より構成された低い曲げ剛性を有する部材である。サブピストン30の上端面及び下端面には、それぞれ、環状溝58及び60が設けられている。リーフバルブ50及び54は、それぞれ、環状溝58及び60を閉塞するように配設されている。また、サブピストン30には、環状溝58の内部空間と中室36とを連通する貫通通路62、及び、環状溝60の内部空間と上室34とを連通する貫通通路64が設けられている。

【0046】リーフバルブ50は、中室36の液圧が上

室34の液圧に比して所定の開弁圧P1だけ高圧となった場合に撓み変形することで開弁し、中室36から上室34へ向かう作動流体F_{oil}の流れを許容する。また、リーフバルブ54は、上室34の液圧が中室36の液圧に比して所定の開弁圧P2だけ高圧となった場合に撓み変形することで開弁し、上室34から中室36へ向かう作動流体の流れを許容する。

【0047】サブピストン30の外周には、ピストンリング66が装着されている。ピストンリング66によりサブピストン30と内筒20との間のシール性が確保されている。ピストンロッド16の外周のリーフシート56の更に下方には、上側から順に、中空の連通部材68、リーフシート70、スペーサ72、スプリングシート74、及びスペーサ76が嵌着されている。

【0048】連通部材68は、その径方向を貫通し、ピストンロッド16の連通路47と連通する連通路77を備えている。また、スペーサ76の外周には、スプリングシート78が軸方向に摺動可能に嵌着されている。スプリングシート74とスプリングシート78との間には、スプリング80が配設されている。

【0049】ピストンロッド16の外周のスペーサ76の更に下方には、上側から順に、リーフバルブ82、メインピストン32、及びリーフバルブ86が嵌着されている。メインピストン32の上端面には、複数のシート面92が設けられている。また、メインピストン32の下端面には、複数のシート面94が、シート面92に対応しない位置に設けられている。リーフバルブ82及び86は複数枚の薄板材を重ねてなる部材であり、それぞれシート面92及び94の頂面に当接するように配設されている。また、メインピストン32の外周にはピストンリング95が装着されている。ピストンリング95により、メインピストン32と内筒20との間のシール性が確保されている。

【0050】メインピストン32には、その軸方向を貫通する貫通通路96及び98が設けられている。貫通通路96は、その上端部においてシート面92の間の凹部に開口し、その下端部においてシート面94の頂面に開口するように構成されている。また、貫通通路98は、その上端部においてシート面92の頂面に開口し、その下端部においてシート面94の間の凹部に開口するように構成されている。

【0051】リーフバルブ82を構成する最もメインピストン32側の薄板材には、リーフバルブ82がシート面92に当接した状態で、貫通通路98と中室36とを連通させる第1オリフィス（図示せず）が形成され、リーフバルブ86がシート面94に当接した状態で貫通通路96と下室38とを連通させる第2オリフィス（図示せず）が形成されている。

【0052】ピストンロッド16の外周のリーフバルブ86の更に下方には、スリーブ状のスペーサ198が嵌

着されている。また、ピストンロッド16の下端部にはネジ部16cが形成されており、このネジ部16cにはスプリングシート100が螺着されている。スペーサ198の外周にはスプリングシート102が軸方向に摺動可能に装着されている。スプリングシート102とスプリングシート100の間にはスプリング104が配設されている。

【0053】ピストンロッド16の小径部分の下端には、通路40を塞ぐスクリー105が装着されている。このため、通路40と下室38との連通は遮断され、通路40は上室34及び中室36のみを連通している。

【0054】ピストンロッド16の下部の小径部分の外周に配設された部材は、スプリングシート100により、大径部16aと小径部分との境界の段差面に向けて押圧されることで、ピストンロッド16に一体に固定されている。

【0055】リーフバルブ82及び86は、それぞれ、スプリング80及び104の付勢力により、メインピストン32のシート面92及び94の頂面に向けて押圧されている。リーフバルブ82は、下室38の液圧が中室36の液圧に比して所定の開弁圧P3以上の高圧になると、スプリング80の付勢力に抗して上向きに撓み変形することで開弁し、下室38から中室36へ向かう作動流体の流れを許容する。また、リーフバルブ86は、中室36の液圧が下室38の液圧に比して所定の開弁圧P4以上の高圧になると、スプリング104の付勢力に抗して下向きに撓み変形することで開弁し、中室36から下室38へ向かう作動流体の流れを許容する。

【0056】本実施の形態において、リーフバルブ50及び54が低剛性の薄板部材より構成されていることで、これらの開弁圧P1、P2は非常に小さな値に設定されている。一方、リーフバルブ82、86がそれぞれスプリング80、104により押圧されていることで、これらの開弁圧P3及びP4は、開弁圧P1及びP2よりも大きな値に設定されている。

【0057】図5は、ショックアブソーバ10FRにより実現される減衰力特性を示す。横軸はピストンロッド16の長手方向変位速度Vを示し、縦軸はショックアブソーバ10FRが発生する減衰力Fを示す。なお、以下の説明ではピストンロッド16が内筒20から退出する方向、すなわち、伸長方向に変位する場合の減衰力Fを正とする。

【0058】ピストンロッド16が伸長方向（正方向）に変位すると、上室34の容積が減少すると共に下室38の容積が増加する。これらの容積変化を補償するために、図3に示した作動流体F_{OIL}が上室34から中室36を経て下室38へ流入する。更に、ピストンロッド16が内筒20から退出することで、内筒20の容積が増加する。この内筒20の容積の増加を補償するため、作

動流体F_{OIL}が環状室21からベースバルブ41を介して下室38へ流入する。

【0059】ピストンロッド16の変位速度Vが十分に低速である場合、上室34と中室36との間の差圧、及び中室36と下室38との間の差圧は小さく、リーフバルブ54、及びリーフバルブ86は何れも閉弁状態に保持される。このため、上室34内の作動流体F_{OIL}は、ピストンロッド16の連通路46、連通空間44、クリアランスC、通路40の小径部40b、連通路47、及び連通部材68の連通路77からなる流路（以下、バイパス通路と称す）を通して、中室36へ流入する。また、中室36内の作動流体は、メインピストン32の貫通通路96から第2オリフィス及び第1オリフィスから貫通通路98を通して下室38へ流入する。作動流体F_{OIL}がバイパス通路及びこれらのオリフィスを経由して流通する際には、流通抵抗に伴う減衰力が発生する。

【0060】ショックアブソーバ10が発生する減衰力Fは、作動流体が上室34から中室36へ流通する際の流通抵抗R1に応じて発生する減衰力F_aと、作動流体が中室36から下室38へ流通する際の流通抵抗R2に応じて発生する減衰力F_bとの和となる。このため、図5に符号A1で示す如く、減衰力Fは変位速度Vの増加に伴って大きな勾配で立ち上がる。

【0061】作動流体F_{OIL}が上室34から中室36へ流通する際の流通抵抗R1が増加すると、上室34と中室36との間の差圧が上昇する。また、作動流体F_{OIL}が中室36から下室38へ流通する際の流通抵抗R2が増加すると、中室36と下室38との間の差圧が上昇する。そして、上室34と中室36との間の差圧がリーフバルブ54の開弁圧P2に達するまで変位速度Vが上昇すると、リーフバルブ54が開弁する。以下、リーフバルブ54が開弁する際のピストンロッド16の変位速度V、及びショックアブソーバ10FRが発生する減衰力Fを、それぞれ、第1開弁速度V1、及び、第1開弁減衰力F1と称する。

【0062】上述の如く、本実施の形態においては、第1開弁減衰力F1が非常に小さな値、例えば、3～5kgfとなるように、リーフバルブ54の開弁圧P2を十分に小さく設定している。このようにリーフバルブ54の開弁圧P2が設定された場合、第1開弁速度V1は0.05m/s以下の非常に低い速度となる。

【0063】リーフバルブ54が開弁すると、上室34から中室36への流体の移動は、バイパス通路と共に貫通通路64を介して行なわれるようになる。このため、作動流体F_{OIL}が上室34から中室36へ向けて流通する際の流通抵抗R1が減少する。そして、流通抵抗R1が減少することで、図5に符号A2を付して示す如く、変位速度Vが第1開弁速度V1を上回った領域では、減衰力Fの増加勾配が減少する。

【0064】変位速度Vが更に増加し、中室36と下室

38との間の差圧がリーフバルブ86の開弁圧P4に達すると、リーフバルブ86が開弁する。以下、リーフバルブ86が開弁する際の変位速度V及び減衰力Fを、それぞれ、第2開弁速度V2、及び、第2開弁減衰力F2と称する。本実施の形態においては、第2開弁減衰力F2が例えば50kgf程度になるように、リーフバルブ86の開弁圧P4を設定している。この場合、第2開弁速度V2は0.2m/s程度の値となる。

【0065】リーフバルブ86が開弁すると、中室36から下室38へ至る流路の流路面積が増大することで、作動流体F_{oil}が中室36から下室38へ向けて流通する際の流通抵抗R2は小さくなる。このため、図5に符号A3で示す如く、変位速度Vが第2開弁速度V2を上回った領域では、減衰力Fの増加勾配は更に減少する。

【0066】一方、ピストンロッド16が内筒20へ進入する方向、すなわち、収縮方向に変位する場合には、上室34の容積が増加すると共に、下室38の容積が減少する。これらの容積変化を補償するために、作動流体F_{oil}が下室38から中室36を経て上室34へ流入する。また、ピストンロッド16が内筒20へ進入することで、内筒20の容積が減少する。かかる内筒20の容積減少を補償するため、作動流体F_{oil}が下室38からベースバルブ41を介して環状室21へ流出する。

【0067】本実施の形態において、リーフバルブ50の開弁圧P1は、リーフバルブ54の開弁圧P2とほぼ一致するように設定されている。このため、変位速度Vが第1開弁速度V1にほぼ等しいv1に達し、減衰力Fが第1開弁減衰力F1にほぼ等しいf1となった時点で、リーフバルブ50が開弁する。

【0068】また、リーフバルブ82の開弁圧P3は、リーフバルブ86の開弁圧P4に比して若干小さくなるように設定されている。このため、変位速度Vが第2開弁速度V2より小さいv2（例えば0.15m/s程度）に達し、減衰力Fが第2開弁減衰力F2より小さいf2（例えば30kgf程度）となった時点で、リーフバルブ82が開弁する。なお、以下、リーフバルブ50及び82が開弁する際のピストンロッド16の変位速度であるv1及びv2も、それぞれ第1開弁速度及び第2開弁速度と称し、また、リーフバルブ50及び82が開弁する際の減衰力Fであるf1及びf2も、それぞれ第1開弁減衰力及び第2開弁減衰力と称する。

【0069】ピストンロッド16が収縮方向に変位する場合においても、ピストンロッド16が伸長方向へ変位する場合と同様に、ピストンロッド16の変位速度Vが第1開弁速度v1に達するまでは、図5に符号B1を付して示す如く、減衰力Fは比較的大きな勾配で立ち上がる。そして、変位速度Vが第1開弁速度v1に達すると、リーフバルブ50が開弁することで、図5に符号B2を付して示す如く、減衰力Fの増加勾配は減少する。更に、変位速度Vが第2開弁速度v2に達すると、リー

フバルブ82が開弁することで、図5に符号B3を付して示す如く、減衰力Fの増加勾配は更に減少する。

【0070】このように、本ショックアブソーバ10_{FR}によれば、ピストンロッド16の変位速度Vが、低速域（第1開弁速度V1、v1以下の領域）から、高速域（第1開弁速度V1、v1を超える領域）へと遷移するのに応じて、順次、減衰力Fの増加勾配が減少するような減衰力特性が実現される。

【0071】ところで、バイパス通路の開度はクリアランスCの大きさに応じて変化する。バイパス通路の開度が大きいほど、作動流体F_{oil}がバイパス通路を流通する際の流通抵抗は小さくなる。バイパス通路を流通する際の流通抵抗が小さくなると、一定の変位速度Vに対して生ずる上室34と中室36との間の差圧が小さくなり、減衰力Fが小さくなる。すなわち、図5に符号a1、b1を付して破線で示すように、減衰力特性の勾配は小さいものとなる。

【0072】したがって、クリアランスCを調整することで、ピストンロッド16の変位速度Vが第1開弁速度V1、v1よりも大きい領域、すなわち、高速域における減衰力特性をほぼ一定に維持しつつ、第1開弁速度V1、v1以下における減衰力特性を変化させることができる。上述の如く、第1開弁速度V1、v1は0.05m/s以下の低い値に設定されている。したがって、本実施の形態に係るショックアブソーバ10_{FR}によれば、クリアランスCを変化させることによって、高速域における減衰力特性に影響を与えることなく、0.05m/s以下の低速域におけるショックアブソーバ10_{FR}の減衰力特性のみを調整することができる。また、アクチュエータ2_{FR}の駆動を制御してクリアランスCを段階的に変化させることにより、ピストンロッド16の低速域においてショックアブソーバ10_{FR}の減衰力特性の勾配を段階的に可変することも可能となる。

【0073】本実施の形態に係るショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}を用いて走行実験を行った。この結果、低速域における減衰力特性に依存して、車両の乗り心地及び操縦安定性が大きく変化した。例えば、クリアランスCを減少させて低速域における減衰力特性の勾配を増加させると、旋回走行時のステアリングの保舵力が大きくなることで、ステアリングの手応え感が増加する。また、低速域における減衰力特性の変化に対して、旋回走行時の車両のローリング速度、及び、操舵時における車両のヨーイング変化の応答性は敏感に変化する。したがって、本実施形態に係るショックアブソーバ10_{FR}によれば、クリアランスCを調整し、低速域における減衰力特性を変化させることで、より最適な乗り心地及び操縦安定性を得ることができる。

【0074】なお、減衰力の制御対象となるショックアブソーバは、上述したショックアブソーバ10_{FR}に限られるものではなく、伸縮速度の低速域で減衰力を可変可

能としたものであれば、その他の構造のものであってもよい。

【0075】次に上述のショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}を備えた車両200のシステム構成について説明する。

【0076】図6は、本実施の形態に係る車両200のシステム構成を示す。車両200は、ステアリングハンドル4aの操舵角に応じた操舵角信号を出力する舵角センサ4bと、それぞれの車輪11_{FR}、11_{FL}、11_{RR}、11_{RL}の回転速度に応じた車輪速信号を出力する車輪速センサ6_{FR}、6_{FL}、6_{RR}、6_{RL}とを備えている。また、車両200は、車体201のヨー方向の角速度に応じたヨーレート信号を出力するヨーレートセンサ5と、車体201の前側部位の上下方向の加速度に応じた上下加速度信号を出力する上下Gセンサ217_Fと、車体201の後側部位の上下方向の加速度に応じた上下加速度信号を出力する上下Gセンサ217_Rと、車体201の左右方向の加速度に応じた横加速度信号を出力する横Gセンサ219と、車体201の前側のロール方向の角速度に応じたロールレート信号を出力するロールレートセンサ226_Fと、車体201の後側のロール方向の角速度に

応じたロールレート信号を出力するロールレートセンサ226_Rと、車輪11_{FR}、11_{FL}、11_{RR}、11_{RL}位置毎の車体201の部位に設けられて車輪位置毎の車体の上下加速度に応じた個別上下加速度信号を出力するGセンサ7_{FR}、7_{FL}、7_{RR}、7_{RL}と、車輪11_{FR}、11_{FL}、11_{RR}、11_{RL}と車体201の各対応部位との間の相対位置に応じたストローク位置信号を出力するストロークセンサ9_{FR}、9_{FL}、9_{RR}、9_{RL}とを備えている。

【0077】これらの操舵角信号、車輪速信号、ヨーレート信号、上下加速度信号、横加速度信号、ロールレート信号及び個別上下加速度信号はECU8に入力され、ECU8は入力された信号に基づいてショックアブソーバの減衰力制御及び各種の制御を行う。なお、各センサと出力信号との関係を以下の表に示す。また、以下の説明において、「 $\dot{}$ 」は1階時間微分値を示し、「 $\ddot{}$ 」は2階時間微分値を示す。すなわち、位置Zの1階時間微分値 dZ/dt を速度 Z' とし、位置Zの2階時間微分値 d^2Z/dt^2 を加速度 Z'' とする。

【0078】

【表1】

前側上下Gセンサ217 _F ：前側上下加速度信号 $Z_{FG}'' = d^2 Z_{FG} / dt^2$
後側上下Gセンサ217 _R ：後側上下加速度信号 $Z_{RG}'' = d^2 Z_{RG} / dt^2$
右前上下Gセンサ7 _{FR} ：右前上下加速度信号 $Z_{FR2}'' = d^2 Z_{FR2} / dt^2$
左前上下Gセンサ7 _{FL} ：左前上下加速度信号 $Z_{FL2}'' = d^2 Z_{FL2} / dt^2$
右後上下Gセンサ7 _{RR} ：右後上下加速度信号 $Z_{RR2}'' = d^2 Z_{RR2} / dt^2$
左後上下Gセンサ7 _{RL} ：左後上下加速度信号 $Z_{RL2}'' = d^2 Z_{RL2} / dt^2$
右前ストロークセンサ9 _{FR} ：右前ストローク位置信号 Z_{FR} ($Z_{FR}' = V_{FRS}$)
左前ストロークセンサ9 _{FL} ：左前ストローク位置信号 Z_{FL} ($Z_{FL}' = V_{FLS}$)
右後ストロークセンサ9 _{RR} ：右後ストローク位置信号 Z_{RR} ($Z_{RR}' = V_{RRS}$)
左後ストロークセンサ9 _{RL} ：左後ストローク位置信号 Z_{RL} ($Z_{RL}' = V_{RLS}$)
ロールレートセンサ226 _F ：前側ロールレート信号 θ_F'
ロールレートセンサ226 _R ：後側ロールレート信号 θ_R'
舵角センサ4b：操舵角信号A
ヨーレートセンサ5：ヨーレート信号 Ω
横Gセンサ219：横加速度信号 G_T
右前車輪速センサ6 _{FR} ：右前輪車輪速信号 V_{FR}
左前車輪速センサ6 _{FL} ：左前輪車輪速信号 V_{FL}
右後車輪速センサ6 _{RR} ：右後輪車輪速信号 V_{RR}
左後車輪速センサ6 _{RL} ：左後輪車輪速信号 V_{RL}

なお、車両200は減衰力制御に関して上記全てのセンサを有する必要はなく、以下の減衰力制御に用いられるセンサを適宜選択するものとする。

【0079】図7及び図8は、図1に示した車両200の前側及び後側をそれぞれモデル化して示すモデル図である。左右の前側ショックアブソーバ10_{FL}、10_{FR}、及びコイルスプリング203_{FL}、203_{FR}は、それぞれ車体201の左前部位と車輪11_{FL}との間、及び車体201の右前部位と車輪11_{FR}との間に設けられている。

左右の後側ショックアブソーバ10_{RL}、10_{RR}、及びコイルスプリング203_{RL}、203_{RR}は、それぞれ車体201の後左部位と車輪11_{RL}との間、及び車体201の後右部位と車輪11_{RR}との間に設けられている。車体201の前側重心Gは、スカイフックショックアブソーバ10_{SL}によって仮想的に鉛直方向上方から吊り下げられており、車体201の幅方向一端部は、スカイフックショックアブソーバ10_{SR}によって仮想的にロール方向上方から吊り下げられている。

【0080】以下の表は、同図中に示された符号の指示する物理量を示す。

【0081】
【表2】

m_{FR}	車体201右前側質量
m_{FL}	車体201左前側質量
m_{RR}	車体201右後側質量
m_{RL}	車体201左後側質量
C_{FR}	前右側ショックアブソーバ10 _{FR} の減衰係数
C_{FL}	前左側ショックアブソーバ10 _{FL} の減衰係数
C_{RR}	後右側ショックアブソーバ10 _{RR} の減衰係数
C_{RL}	後左側ショックアブソーバ10 _{RL} の減衰係数
k_{FR}	前右側コイルスプリング203 _{FR} のばね定数
k_{FL}	前左側コイルスプリング203 _{FL} のばね定数
k_{RR}	後右側コイルスプリング203 _{RR} のばね定数
k_{RL}	後左側コイルスプリング203 _{RL} のばね定数
Z_{FR1}	基準水平面から前右側ショックアブソーバ10 _{FR} 下端部までの距離
Z_{FL1}	基準水平面から前左側ショックアブソーバ10 _{FL} 下端部までの距離
Z_{RR1}	基準水平面から後右側ショックアブソーバ10 _{RR} 下端部までの距離
Z_{RL1}	基準水平面から後左側ショックアブソーバ10 _{RL} 下端部までの距離
Z_{FR2}	基準水平面から前右側ショックアブソーバ10 _{FR} 上端部までの距離
Z_{FL2}	基準水平面から前左側ショックアブソーバ10 _{FL} 上端部までの距離
Z_{RR2}	基準水平面から後右側ショックアブソーバ10 _{RR} 上端部までの距離
Z_{RL2}	基準水平面から後左側ショックアブソーバ10 _{RL} 上端部までの距離
Z_{FR}	前右側ショックアブソーバ10 _{FR} の下端部から上端部までの距離
Z_{FL}	前左側ショックアブソーバ10 _{FL} の下端部から上端部までの距離
Z_{RR}	後右側ショックアブソーバ10 _{RR} の下端部から上端部までの距離
Z_{RL}	後左側ショックアブソーバ10 _{RL} の下端部から上端部までの距離

【表3】

C_{SL}	鉛直方向スカイフックショックアブソーバ10 _{SL} の減衰係数
C_{SR}	ロール方向スカイフックショックアブソーバ10 _{SR} の減衰係数
θ_F	車体201前側のロール方向回転角
θ_R	車体201後側のロール方向回転角
Z_{FG}	基準水平面から車体201の前側重心G位置までの距離
Z_{RG}	基準水平面から車体201の後側重心G位置までの距離
W	車幅（左右輪トレッドセンタ間距離）
W_L	（左輪トレッドセンタから重心Gから路面に下ろした垂線の足までの距離）
W_R	（右輪トレッドセンタから重心Gから路面に下ろした垂線の足までの距離）
W_{SR}	重心Gからスカイフックショックアブソーバ10 _{SR} 下端までの距離

なお、以下の説明における物理量は、原則としてその符号が同一の信号を出力する各センサ（表1）から得られるものとする。また、その物理量を出力信号の符号が対応しないセンサから得ることができる場合は、その旨を適宜説明する。ECU8は、上記センサからの出力に基づいて各ショックアブソーバの目標減衰係数を求め、実際のショックアブソーバの減衰係数がこの目標減衰係数に一致するようにそれぞれのアクチュエータを制御する。以下、詳説する。

【0082】（第1減衰力制御）まず、ECU8による第1減衰力制御について説明する。

【0083】図9は、ECU8による減衰力制御を示す

フローチャートである。まずECU8は、ステップS10において各ショックアブソーバの目標減衰係数 C_{FR} 、 C_{FL} 、 C_{RR} 、 C_{RL} の初期値、すなわち、初期減衰係数 C_{FR0} 、 C_{FL0} 、 C_{RR0} 、 C_{RL0} を設定する。次に、目標減衰係数による制御を行うタイミングであるかどうかを判定し（S20）、そのタイミングである場合はストローク速度 V_{FRS} 、 V_{FLS} 、 V_{RRS} 、 V_{RLS} を検出し（S30）、検出されたストローク速度 V_{FRS} 、 V_{FLS} 、 V_{RRS} 、 V_{RLS} に応じて目標減衰係数 C_{FR} 、 C_{FL} 、 C_{RR} 、 C_{RL} を演算する（S40）。しかる後、ECU8は実際のショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}の減衰係数がこの目標減衰係数 C_{FR} 、 C_{FL} 、 C_{RR} 、 C_{RL} に一致するよ

うにそれぞれのアクチュエータ 2_{FR} 、 2_{FL} 、 2_{RR} 、 2_{RL} を制御し、その減衰力を可変する（S50）。この減衰力制御は、イグニションスイッチがオフされる等の制御終了時まで数msecの周期毎に行われ、制御終了と判定された場合（S60）は、この減衰力制御を終了する。

【0084】なお、ショックアブソーバ 10_{FR} 、 10_{FL} 、 10_{RR} 、 10_{RL} に働く減衰力Fは、その伸縮速度Vの方向と逆であり、（減衰力F）＝－（減衰係数C）×（伸縮速度V）で与えられる。

【0085】ステップS30におけるストローク速度検

出には種々の方法がある。

【0086】ストローク速度検出方法：1では、各ストロークセンサ 9_{FR} 、 9_{FL} 、 9_{RR} 、 9_{RL} から出力されるストローク位置信号 Z_{FR} 、 Z_{FL} 、 Z_{RR} 、 Z_{RL} （各車輪と車体間の相対位置を示す）をそれぞれ時間tで微分し、ストローク速度 V_{FRS} 、 V_{FLS} 、 V_{RRS} 、 V_{RLS} を検出する。

【0087】以下の表は、ストローク速度検出方法：1に用いられる関係式を示す。

【0088】

【表4】

ストローク速度検出方法：1

$$V_{FRS} = dZ_{FR} / dt \quad (= Z_{FR}') \quad (1)$$

$$V_{FLS} = dZ_{FL} / dt \quad (= Z_{FL}') \quad (2)$$

$$V_{RRS} = dZ_{RR} / dt \quad (= Z_{RR}') \quad (3)$$

$$V_{RLS} = dZ_{RL} / dt \quad (= Z_{RL}') \quad (4)$$

ストローク速度検出方法：2では、各車体部位に設けられた上下Gセンサ 7_{FR} 、 7_{FL} 、 7_{RR} 、 7_{RL} から出力される上下加速度信号 Z_{FR2} 、 Z_{FL2} 、 Z_{RR2} 、 Z_{RL2} を時間tで積分し、ばね上下方向速度 Z_{FR2}' 、 Z_{FL2}' 、 Z_{RR2}' 、 Z_{RL2}' を算出する。次に、車両の運動計算又は実験によって求められたばね上下方向速度 V_{VER} とストローク速度 V_{STK} との関係を示す関数Q

（ V_{VER} ）＝ V_{STK} に、算出されたばね上下方向速度 Z_{FR2}' 、 Z_{FL2}' 、 Z_{RR2}' 、 Z_{RL2}' を代入し、ストローク速度 V_{FRS} 、 V_{FLS} 、 V_{RRS} 、 V_{RLS} を検出する。

【0089】以下の表は、ストローク速度検出方法：2に用いられる関係式を示す。

【0090】

【表5】

ストローク速度検出方法：2

$$V_{FRS} = Q(Z_{FR2}') = \int Q(Z_{FR2}'') dt$$

$$V_{FLS} = Q(Z_{FL2}') = \int Q(Z_{FL2}'') dt$$

$$V_{RRS} = Q(Z_{RR2}') = \int Q(Z_{RR2}'') dt$$

$$V_{RLS} = Q(Z_{RL2}') = \int Q(Z_{RL2}'') dt$$

ステップS40における目標減衰係数 C_{FR} 、 C_{FL} 、 C_{RR} 、 C_{RL} 、すなわち目標減衰力 F_{FR} 、 F_{FL} 、 F_{RR} 、 F_{RL} の演算は以下のように行う。すなわち、車両200が低周波路面を走行する際には、路面のうねりに応じて車体201の左右部位が双方とも上又は下方向に移動し、ストローク速度の方向が同一となる。また、車両旋回時には車体201に働く遠心力に応じて左右いずれかの車体部位が下方向に沈み込むと同時に他方の車体部位が上方向に浮き上がろうとし、ストローク速度の絶対値が逆となる。

【0091】ECU8は、前者の場合においてストローク速度の絶対値が大きい方のショックアブソーバの伸縮速度低速域における減衰力を基準値よりも大きくし、ストローク速度の絶対値が小さい方のショックアブソーバの伸縮速度低速域における減衰力を基準値よりも小さくするようにそれぞれのアクチュエータを制御する。したがって、車体左右部位の車輪に対する相対速度差を小さくし、車体姿勢変化を抑制することができる。

【0092】また、ECU8は、後者の場合において双方のショックアブソーバの減衰力を基準値よりも大きく

するようにアクチュエータを制御する。したがって、車両旋回時の車体上下方向の浮き沈みを抑制し、車体姿勢変化を抑制することができる。

【0093】すなわち、左右のストローク速度の絶対値 $|V_{FLS}|$ 、 $|V_{FRS}|$ 又は $|V_{RLS}|$ 、 $|V_{RRS}|$ が同相の場合は、ストローク速度の絶対値の大きい方のショックアブソーバの目標減衰係数が初期値よりも可変量＝（係数 G_F ）×（変位量 ΔC_F ）又は（係数 G_R ）×（変位量 ΔC_R ）だけ増大するような目標減衰係数を演算し、目標減衰力を増大させる。また、この場合、ストローク速度の絶対値の小さい方のショックアブソーバの目標減衰係数は初期値よりも可変量＝（係数 G_F ）×（変位量 ΔC_F ）又は（係数 G_R ）×（変位量 ΔC_R ）だけ減少するような目標減衰係数を演算し、目標減衰力を減少させる。

【0094】また、左右のストローク速度の絶対値 $|V_{FLS}|$ 、 $|V_{FRS}|$ 又は $|V_{RLS}|$ 、 $|V_{RRS}|$ が逆相の場合は、双方のショックアブソーバの目標減衰係数が初期値よりも可変量＝（係数 G_F ）×（変位量 ΔC_F ）又は（係数 G_R ）×（変位量 ΔC_R ）だけ増大するような目標減衰係

を演算し、目標減衰力を増大させる。このように減衰力可変量を設定することにより、車体のロール方向回転運動及び上下方向運動を抑制する方向に可変量が増減し、効率的な車体制振を行うことができる。

【0095】以下の表は、これらの前後輪側のショック

アブソーバの目標減衰力 F_{FR} 、 F_{FL} 、 F_{RR} 、 F_{RL} の演算式と、それぞれの演算を行う際の条件を示す。

【0096】

【表6】

条件			減衰力
前輪側	同相	$ V_{FLS} > V_{FRS} $ (1-1)	$F_{FL} = -C_{FL} \cdot V_{FLS} = -(C_{FL0} + G_F \cdot \Delta C_F) \cdot V_{FLS}$ $F_{FR} = -C_{FR} \cdot V_{FRS} = -(C_{FR0} - G_F \cdot \Delta C_F) \cdot V_{FRS}$
		$ V_{FLS} < V_{FRS} $ (1-2)	$F_{FL} = -C_{FL} \cdot V_{FLS} = -(C_{FL0} - G_F \cdot \Delta C_F) \cdot V_{FLS}$ $F_{FR} = -C_{FR} \cdot V_{FRS} = -(C_{FR0} + G_F \cdot \Delta C_F) \cdot V_{FRS}$
		$ V_{FLS} = V_{FRS} $ (1-3)	$F_{FL} = -C_{FL} \cdot V_{FLS} = -C_{FL0} \cdot V_{FLS}$ $F_{FR} = -C_{FR} \cdot V_{FRS} = -C_{FR0} \cdot V_{FRS}$
	逆相	大小条件なし (1-4)	$F_{FL} = -C_{FL} \cdot V_{FLS} = -(C_{FL0} + G_F \cdot \Delta C_F) \cdot V_{FLS}$ $F_{FR} = -C_{FR} \cdot V_{FRS} = -(C_{FR0} + G_F \cdot \Delta C_F) \cdot V_{FRS}$
後輪側	同相	$ V_{RLS} > V_{RRS} $ (2-1)	$F_{RL} = -C_{RL} \cdot V_{RLS} = -(C_{RL0} + G_R \cdot \Delta C_R) \cdot V_{RLS}$ $F_{RR} = -C_{RR} \cdot V_{RRS} = -(C_{RR0} - G_R \cdot \Delta C_R) \cdot V_{RRS}$
		$ V_{RLS} < V_{RRS} $ (2-2)	$F_{RL} = -C_{RL} \cdot V_{RLS} = -(C_{RL0} - G_R \cdot \Delta C_R) \cdot V_{RLS}$ $F_{RR} = -C_{RR} \cdot V_{RRS} = -(C_{RR0} + G_R \cdot \Delta C_R) \cdot V_{RRS}$
		$ V_{RLS} = V_{RRS} $ (2-3)	$F_{RL} = -C_{RL} \cdot V_{RLS} = -C_{RL0} \cdot V_{RLS}$ $F_{RR} = -C_{RR} \cdot V_{RRS} = -C_{RR0} \cdot V_{RRS}$
	逆相	大小条件なし (2-4)	$F_{RL} = -C_{RL} \cdot V_{RLS} = -(C_{RL0} + G_R \cdot \Delta C_R) \cdot V_{RLS}$ $F_{RR} = -C_{RR} \cdot V_{RRS} = -(C_{RR0} + G_R \cdot \Delta C_R) \cdot V_{RRS}$

図10は、ステップS40において、上記の表6に示した条件毎に前輪側の目標減衰力 F_{FR} 、 F_{FL} 、すなわち、目標減衰係数 C_{FR} 、 C_{FL} を演算するためのフローチャートである。

【0097】前輪側の目標減衰係数 C_{FR} 、 C_{FL} の演算においては、まず、ステップS41fにおいて右前輪側ストローク速度 V_{FRS} が左前輪側ストローク速度 V_{FLS} に一致するかどうかを判定し、一致する場合には、条件(1-3)の演算を行い(S42f)、一致しない場合には条件(1-1)、(1-2)又は(1-4)のいずれであるかの判定を行う。すなわち、右前輪側ストローク速度 V_{FRS} と左前輪側ストローク速度 V_{FLS} の符号が同一である場合は、条件(1-1)又は(1-2)に相当するので、これらが同相であると判定することができ、異なる場合は条件(1-4)に相当するので、逆相であると判定できる(S43f)。

【0098】ストローク速度が同相であると判定された場合には、双方のストローク速度 V_{FRS} 、 V_{FLS} の絶対値の大きさに応じて条件(1-1)であるか(1-2)か

が判定できる(S44f)ため、左前輪側ストローク速度の絶対値 $|V_{FLS}|$ が大きいと判定される場合には、条件(1-1)に規定される減衰係数を演算し(S45f)、右前輪側ストローク速度の絶対値 $|V_{FRS}|$ が大きいと判定される場合には、条件(1-2)に規定される減衰係数を演算する(S46f)。

【0099】ストローク速度が逆相であると判定された場合には、一義的に条件(1-4)が満たされる旨が判明するので、条件(1-4)に規定される減衰係数を演算する(S47f)。

【0100】図11は、ステップS40において、上記の表6に示した条件毎に後輪側の目標減衰力 F_{RR} 、 F_{RL} 、すなわち、目標減衰係数 C_{RR} 、 C_{RL} を演算するためのフローチャートである。後輪側の目標減衰係数 C_{RR} 、 C_{RL} の演算は、それぞれ前輪側の目標減衰係数 C_{FR} 、 C_{FL} の演算において、ストローク速度 V_{FRS} 、 V_{FLS} の代わりにストローク速度 V_{RRS} 、 V_{RLS} を用いる点のみが異なり、この演算は図10において説明したステップS41f～S47fの代わりにステップS41r～S4

7 r を行うことにより行う。

【0101】目標減衰係数 C_{FR} 、 C_{FL} 又は C_{RR} 、 C_{RL} の
可変量を決定する変位量 ΔC_F 又は ΔC_R の係数 G_F 又は
 G_R の設定には、種々の方法がある。

【0102】以下の表は、係数 G_F 及び G_R の設定方法を
示す。

【0103】

【表7】

係数 G_F 設定方法：1	常に $G_F = 1$
係数 G_F 設定方法：2	$ V_{FLS} - V_{FRS} \leq B_F$ のとき $G_F = V_{FLS} - V_{FRS} / B_F$ $ V_{FLS} - V_{FRS} > B_F$ のとき $G_F = 1$ 但し、 B_F は定数
係数 G_F 設定方法：3	$ V_{FLS} - V_{FRS} \leq B_F$ のとき $G_F = V_{FLS} - V_{FRS} / V_{FLS} + V_{FRS} $ $ V_{FLS} - V_{FRS} > B_F$ のとき $G_F = 1$ 但し、 B_F は定数
係数 G_F 設定方法：4	常に $G_F = V_{FLS} - V_{FRS} / V_{FLS} + V_{FRS} $
係数 G_R 設定方法：1	常に $G_R = 1$
係数 G_R 設定方法：2	$ V_{RLS} - V_{RRS} \leq B_R$ のとき $G_R = V_{RLS} - V_{RRS} / B_R$ $ V_{RLS} - V_{RRS} > B_R$ のとき $G_R = 1$ 但し、 B_R は定数
係数 G_R 設定方法：3	$ V_{RLS} - V_{RRS} \leq B_R$ のとき $G_R = V_{RLS} - V_{RRS} / V_{RLS} + V_{RRS} $ $ V_{RLS} - V_{RRS} > B_R$ のとき $G_R = 1$ 但し、 B_R は定数
係数 G_R 設定方法：4	常に $G_R = V_{RLS} - V_{RRS} / V_{RLS} + V_{RRS} $

すなわち、係数 G_F 又は G_R 設定方法：1 では、常にこれを1とし、常に一定の割合で目標減衰係数 C_{FR} 、 C_{FL} 又は C_{RR} 、 C_{RL} を決定する。この場合、ECU8における目標減衰係数 C_{FR} 、 C_{FL} 又は C_{RR} 、 C_{RL} の演算の負荷が小さいため、高速に演算を行うことができる。

【0104】しかしながら、目標減衰係数 C_{FR} 、 C_{FL} 又は C_{RR} 、 C_{RL} が、変位量 ΔC_F 又は ΔC_R に応じて段階的に変化するので、この目標減衰係数に応じて制御を行った場合、アクチュエータの減衰力変化が段階的となり、スムーズな車体制振制御が行われない場合もある。

【0105】そこで、係数 G_F 又は G_R 設定方法：2 では、所定のしきい値 B_F 又は B_R を設定し、左右のストローク速度差の絶対値 $|V_{FLS} - V_{FRS}|$ 又は $|V_{RLS} - V_{RRS}|$ がしきい値 B_F 又は B_R 以下の場合には、絶対値 $|V_{FLS}$

$-V_{FRS}|$ 又は $|V_{RLS} - V_{RRS}|$ の増加に伴って係数 G_F 又は G_R が増大するようにし、しきい値 B_F 又は B_R よりも大きい場合には係数 G_F 又は G_R が飽和するようにし、目標減衰係数 C_{FR} 、 C_{FL} 又は C_{RR} 、 C_{RL} が左右のストローク速度差の小さい領域から大きな領域まで多段階或は連続的に変化するようにしてスムーズな車体制振制御を行う。好ましくは、 $|V_{FLS} - V_{FRS}|$ 又は $|V_{RLS} - V_{RRS}|$ がしきい値 B_F 又は B_R 以下の場合には、前者を後者で除算したものを係数 G_F 又は G_R とし、 $|V_{FLS} - V_{FRS}|$ 又は $|V_{RLS} - V_{RRS}|$ がしきい値 B_F 又は B_R よりも大きい場合には、係数 G_F 又は G_R を1に設定する。

【0106】係数 G_F 又は G_R 設定方法：3 では、全体の上下方向車体挙動としてのストローク速度絶対値の和 $|V_{FLS}| + |V_{FRS}|$ 又は $|V_{RLS}| + |V_{RRS}|$ が増加するに

伴って係数 G_F 又は G_R が減少するようにしてこのような場合に左右の減衰力差が大きならないようにし、振動絶縁効果を顕著に向上させるとともに、左右のストローク速度差に応じて目標減衰係数 C_{FR} 、 C_{FL} 又は C_{RR} 、 C_{RL} がスムーズに変化するように係数 G_F 又は G_R 設定方法：2の手法を組合わせる。すなわち、本方法では、 $|V_{FLS} - V_{FRS}|$ 又は $|V_{RLS} - V_{RRS}|$ を $|V_{FLS}| + |V_{FRS}|$ 又は $|V_{RLS}| + |V_{RRS}|$ で除算し、係数 G_F 又は G_R を設定する。

【0107】また、この場合には係数 G_F 又は G_R は、スムーズな減衰力変化を行わせるためにしきい値 B_F 又は B_R を設定する必要はないので、係数 G_F 又は G_R 設定方法：4では、しきい値 B_F 又は B_R を設けることなく常に係数 G_F 又は G_R を係数 G_F 又は G_R 設定方法：3と同様に設定し、左右のストローク速度差が小さい領域から大きな領域に亘る全ての領域においてスムーズかつ精密な減衰力変化を行うこともできる。

【0108】減衰力可変量、すなわち減衰係数可変量($G_F \cdot \Delta C_F$ 、 $G_R \cdot C_R$)は所定条件下で異なるようにしてもよい。すなわち、車体前後部位のショックアブソーバの減衰力は車両旋回時の回頭性を左右する。したがって、車両の構造上旋回時の回頭性が十分でない場合に

は、後輪側の車体部位に設けられたショックアブソーバの減衰力可変量を増大させてオーバーステア傾向とし、これとは逆の場合には前輪側の車体部位に設けられたショックアブソーバの減衰力可変量を増大させてアンダーステア傾向とし、適切な回頭性となるようにする。本例では、回頭性を通常傾向からオーバーステア傾向にする設定方法について説明する。

【0109】すなわち、減衰係数可変量($G_F \cdot \Delta C_F$ 、 $G_R \cdot C_R$)の係数 G_F 、 G_R は、係数 G_F 又は G_R 設定方法：2、3における除算時の分母 B_F 、 B_R の大きさに依存する。これらの値 B_F 、 B_R は常に定数としてもよいが、 $B_F > B_R$ とすることにより、減衰係数可変量($G_F \cdot \Delta C_F$ 、 $G_R \cdot C_R$)が後輪側で増大し、車両旋回時にオーバーステア傾向とすることができ、回頭性を向上させることができる。また、値 B_F 、 B_R は、減衰力可変量の切換えしきい値でもあるため、前輪側と後輪側の減衰力可変量切換え条件である B_F 、 B_R を $B_F > B_R$ とすることにより、車両回頭性を向上させることができる。すなわち、 B_F 、 B_R には以下の2通りの設定方法がある。

【0110】

【表8】

B_F 、 B_R 設定方法：1

B_F 、 B_R 設定方法：2

$B_F = B_R$

$B_F > B_R$

また、減衰係数可変量($G_F \cdot \Delta C_F$ 、 $G_R \cdot C_R$)の変位量 ΔC_F 、 ΔC_R の設定を $\Delta C_F > \Delta C_R$ とすることによっても減衰係数可変量($G_F \cdot \Delta C_F$ 、 $G_R \cdot C_R$)を車両前後で異ならせることができ、車両回頭性を向上させるこ

とができる。なお、 $\Delta C_F = \Delta C_R$ としてもよい。すなわち、 ΔC_F 、 ΔC_R には以下の2通りの設定方法がある。

【0111】

【表9】

ΔC_F 、 ΔC_R 設定方法：1

ΔC_F 、 ΔC_R 設定方法：2

$\Delta C_F = \Delta C_R$

$\Delta C_F > \Delta C_R$

以上、説明したように、本減衰力制御を行う車両200は、車輪11_{FR}、11_{FL}、11_{RR}、11_{RL}と車体201との間に設けられ伸縮速度の低速域における減衰力が可変可能なショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}と、ショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}の減衰力を可変するアクチュエータ2_{FR}、2_{FL}、2_{RR}、2_{RL}と、車輪と車体との間の相対速度(ストローク速度)の絶対値及び方向に応じてショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}の減衰力が可変するようにアクチュエータ2_{FR}、2_{FL}、2_{RR}、2_{RL}を制御するECU8とを備える。

【0112】ショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}は車体201の左右部位と左右の車輪11_{FR}、11_{FL}、11_{RR}、11_{RL}との間にそれぞれ設けられており、ECU8は、それぞれの部位と車輪11_{FR}、11_{FL}、11_{RR}、11_{RL}との間の相対速度の方向が同一

の場合には、相対速度の絶対値が大きい方のショックアブソーバの減衰力を基準値(減衰係数初期値 C_{FR0} 、 C_{FL0} 、 C_{RR0} 、 C_{RL0})よりも大きくし、相対速度の絶対値が小さい方のショックアブソーバの減衰力をこの基準値よりも小さくするとともに、相対速度の方向が逆の場合には、双方のショックアブソーバの減衰力をこの基準値よりも大きくするようにそれぞれのアクチュエータ2_{FR}、2_{FL}、2_{RR}、2_{RL}を制御する。

【0113】車両200のショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}は、車体201の少なくとも前後又は左右の2箇所の部位と2つの車輪との間にそれぞれ設けられており、ECU8は、双方の部位と双方の車輪との間のそれぞれの相対速度の差に応じてショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}の減衰力の可変量が可変するようにそれぞれのアクチュエータを制御する。

【0114】車両200のショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}は車体201の少なくとも2箇所の部位と2つの車輪との間にそれぞれ設けられており、ECU8は、双方の部位と双方の車輪との間のそれぞれの相対速度の絶対値の和に応じてショックアブソーバの減衰力の可変量が可変するようにそれぞれのアクチュエータを制御する。

【0115】車両200のショックアブソーバ10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}は車体201の前後部位と前後の車輪との間にそれぞれ設けられており、ECU8は、それぞれのショックアブソーバの減衰力の可変量（ $G_F \cdot \Delta C_F$ 、 $G_R \cdot \Delta C_R$ ）が所定条件下で異なるようにそれぞれのアクチュエータ2_{FR}、2_{FL}、2_{RR}、2_{RL}を制御する。

【0116】（第2減衰力制御）次に、ECU8による第2減衰力制御について説明する。本減衰力制御におい

ては、スカイフック理論に基づく車体上下方向制振制御に加えて車体ロール方向制振制御を行う。以下、詳説する。

【0117】図7に示した前側の車両モデルにおいて、車体左側の上下方向運動方程式、車体右側の上下方向運動方程式、ロール方向運動方程式、スカイフック理論に基づく上下方向減衰力関係式、及びスカイフック理論に基づくロール方向減衰力関係式は、それぞれ、以下の表に記載される関係式（1-1）、（1-2）、（1-3）、（1-4）、及び（1-5）で表される。なお、 F_{FL-SPG} 、 F_{FR-SPG} 及び F_{FL-ATN} 、 F_{FR-ATN} は、それぞれ左右前側コイルスプリングによるばね力と左右前側ショックアブソーバによる減衰力を示す。

【0118】

【表10】

式番号	関係式
(1-1)	$m_{FL} \cdot Z''_{FL2} = F_{FL-SPG} + F_{FL-ATN}$ $= -k_{FL} \cdot Z_{FL} - C_{FL} \cdot Z'_{FL}$ $= -k_{FL} \cdot (Z_{FL2} - Z_{FL1}) - C_{FL} \cdot (Z'_{FL2} - Z'_{FL1})$
(1-2)	$m_{FR} \cdot Z''_{FR2} = F_{FR-SPG} + F_{FR-ATN}$ $= -k_{FR} \cdot Z_{FR} - C_{FR} \cdot Z'_{FR}$ $= -k_{FR} \cdot (Z_{FR2} - Z_{FR1}) - C_{FR} \cdot (Z'_{FR2} - Z'_{FR1})$
(1-3)	$I_{FG} \cdot \theta''_F = I_{FG} \cdot (Z''_{FR2} - Z''_{FL2}) / W$ $= W_L \cdot k_{FL} \cdot (Z_{FL2} - Z_{FL1}) + W_L \cdot C_{FL} \cdot (Z'_{FL2} - Z'_{FL1})$ $- W_R \cdot k_{FR} \cdot (Z_{FR2} - Z_{FR1}) - W_R \cdot C_{FR} \cdot (Z'_{FR2} - Z'_{FR1})$
(1-4)	$C_{FL} \cdot Z'_{FL} + C_{FR} \cdot Z'_{FR} = C_{SL} \cdot Z'_F$
(1-5)	$W_L \cdot C_{FL} \cdot Z'_{FL} - W_R \cdot C_{FR} \cdot Z'_{FR} = -C_{SR} \cdot W_{SR}^2 \cdot \theta'_F$

これらの式から導かれる目標減衰係数 C_{FL} 及び C_{FR} は、以下の表の式（2-1）及び（2-2）にそれぞれ示され、目標減衰係数 C_{FL} 及び C_{FR} に実際のショックアブソーバの減衰係数が一致するようにECU8がアクチュエータを制御すれば、前側車両の上下及びロール方向の制振制御を行うことができる。また、図8に示した後側の車両モデルは、前側と同様であるため、以下の表の式

（2-3）及び（2-4）にそれぞれ示される目標減衰係数 C_{RL} 及び C_{RR} に実際のショックアブソーバの減衰係数が一致するようにECU8がアクチュエータを制御すれば、後側車両の上下及びロール方向の制振制御を行うことができる。

【0119】

【表11】

式番号	関係式
(2-1)	$C_{FL} = \frac{\frac{W_R}{W_L} \cdot C_{SL} \cdot Z'_{FG} - \frac{C_{SR} \cdot W_{SR}^2}{W_L} \cdot \theta'_F}{\left(\frac{W_R}{W_L} + 1\right) \cdot Z'_{FL}}$
(2-2)	$C_{FR} = \frac{C_{SL} \cdot Z'_{FG} + \frac{C_{SR} \cdot W_{SR}^2}{W_L} \cdot \theta'_F}{\left(\frac{W_R}{W_L} + 1\right) \cdot Z'_{FR}}$
(2-3)	$C_{RL} = \frac{\frac{W_R}{W_L} \cdot C_{SL} \cdot Z'_{RG} - \frac{C_{SR} \cdot W_{SR}^2}{W_L} \cdot \theta'_R}{\left(\frac{W_R}{W_L} + 1\right) \cdot Z'_{RL}}$
(2-4)	$C_{RR} = \frac{C_{SL} \cdot Z'_{RG} + \frac{C_{SR} \cdot W_{SR}^2}{W_L} \cdot \theta'_R}{\left(\frac{W_R}{W_L} + 1\right) \cdot Z'_{RR}}$

これらの目標減衰係数 C_{FL} 、 C_{FR} 、 C_{RL} 、 C_{RR} を演算することによる減衰力制御例は種々のものが考えられる。以下、好適な減衰力制御例について説明する。

【0120】図12は、表11に示した目標減衰係数 C_{FL} 、 C_{FR} 、 C_{RL} 、 C_{RR} を用いた減衰力制御を説明するためのフローチャートである。ステップS110では、目標減衰係数 C_{FL} 、 C_{FR} 、 C_{RL} 、 C_{RR} を演算するための未知数である Z'_{FG} 、 V_{FLS} 、 V_{FRS} 、 θ'_F 、 Z'_{RG} 、 V_{RLS} 、 V_{RRS} 、 θ'_R を検出する。なお、表11における他の数値は既知であるとする。また、車両の前側と後側とで近似的に同じ未知数と見做される場合、すなわち θ'_F や θ'_R は一方の未知数のみを検出してもよい。

【0121】前後の車体重心位置上下速度 Z'_{FG} 及び Z'_{RG} は、前後の上下加速度センサ217_F及び217_Rの出力 Z_{FG} 及び Z_{RG} をローパスフィルタ等の積分器を用いて時間積分することにより検出することができる。また、車輪ごとに設けられた左右の上下加速度センサ7_{FL}、7_{FR}又は7_{RL}、7_{RR}の出力の時間積分値を左右で平均することによって Z'_{FG} 及び Z'_{RG} を検出してもよい。

【0122】ストローク速度 V_{FLS} 、 V_{FRS} 、 V_{RLS} 及び V_{RRS} は、ストロークセンサ9_{FL}、9_{FR}、9_{RL}及び9_{RR}の出力、すなわち、各ストローク位置 Z_{FL} 、 Z_{FR} 、 Z_{RL} 及び Z_{RR} を時間微分することによって検出することができる。

【0123】また、ロールレート θ'_F 及び θ'_R は、前後のロールレートセンサ226_F、226_Rの出力 θ_F 及び θ_R から検出することができる。また、車輪ごと

に設けられた左右の上下加速度センサ7_{FL}、7_{FR}又は7_{RL}、7_{RR}の出力をそれぞれローパスフィルタ等の積分器を用いて時間積分して速度を演算し、演算された速度の差を左右でとることにより、 θ'_F 及び θ'_R を検出することもできる。

【0124】ECU8は、このようにして未知数 Z'_{FG} 、 V_{FLS} 、 V_{FRS} 、 θ'_F 、 Z'_{RG} 、 V_{RLS} 、 V_{RRS} 、 θ'_R を検出した後、検出結果を表11に示した関係式に代入することにより目標減衰係数 C_{FL} 、 C_{FR} 、 C_{RL} 、 C_{RR} を演算し(S120)、目標減衰係数 C_{FL} 、 C_{FR} 、 C_{RL} 、 C_{RR} が所定の制限範囲内になるように補正し(S130)、目標減衰係数 C_{FL} 、 C_{FR} 、 C_{RL} 、 C_{RR} に実際のショックアブソーバの減衰係数が一致するようにアクチュエータの駆動を制御する(S140)。

【0125】なお、ステップS130においては、実際の減衰力制御における制限から目標減衰係数を以下のように制限する。すなわち、目標減衰係数 C_{FL} 、 C_{FR} 、 C_{RL} 、 C_{RR} の最大値 C_{FLmax} 、 C_{FRmax} 、 C_{RLmax} 、 C_{RRmax} 、及び最小値 C_{FLmin} 、 C_{FRmin} 、 C_{RLmin} 、 C_{RRmin} は関係式(3-1)～(3-4)を示す以下の表の通りに設定する。これらの制限範囲外にステップS120で演算された目標減衰係数 C_{FL} 、 C_{FR} 、 C_{RL} 、 C_{RR} がなった場合、ECU8はステップS130において演算された目標減衰係数 C_{FL} 、 C_{FR} 、 C_{RL} 、 C_{RR} をその上限 C_{FLmax} 、 C_{FRmax} 、 C_{RLmax} 、 C_{RRmax} 又は下限 C_{FLmin} 、 C_{FRmin} 、 C_{RLmin} 、 C_{RRmin} に補正する。

【0126】

【表12】

式番号	関 係 式
(3-1)	$0 < C_{FL\ min} < C_{FL} < C_{FL\ max}$
(3-2)	$0 < C_{FR\ min} < C_{FR} < C_{FR\ max}$
(3-3)	$0 < C_{RL\ min} < C_{RL} < C_{RL\ max}$
(3-4)	$0 < C_{RR\ min} < C_{RR} < C_{RR\ max}$

また、表 1 1 における鉛直方向スカイフック減衰係数 C_{SL} 及びロール方向スカイフック減衰係数 C_{SR} は、常に一定値であってもよいが、車両直進時には車体上下方向移動が生じる度合いが高いので上下方向制振を優先させ、車両旋回時には車体ロールが生じる度合いが高いのでロール方向制振を優先させることが好ましい。そこで、以下の制御においては車両の旋回の度合いに応じて鉛直方向スカイフック減衰係数 C_{SL} 及びロール方向スカイフック減衰係数 C_{SR} の比率を可変する。すなわち、旋回の度合いが低い場合には鉛直方向スカイフック減衰係数 C_{SL} を増加させ、旋回の度合いが高い場合にはロール方向スカイフック減衰係数 C_{SR} 増大させる。以下の表はステア

リングハンドル 4 a の操舵角 A 又はその速度に応じて規格化された操舵量 d_{str} から演算される C_{SL} 及び C_{SR} の演算式を示す。直進時の C_{SL} を $C_{SL(S)}$ 、最大旋回時の C_{SL} を $C_{SL(C)}$ 、直進時の C_{SR} を $C_{SR(S)}$ 、最大旋回時の C_{SR} を $C_{SR(C)}$ とする。なお、本例では、鉛直方向スカイフック減衰係数 C_{SL} は直進時の制振効果を大きくするため $C_{SL(S)} > C_{SL(C)}$ とし、ロール方向スカイフック減衰係数 C_{SR} は旋回時の制振効果を大きくするため $C_{SR(S)} < C_{SR(C)}$ とする。また、図 1 3 は操舵量 d_{str} と C_{SL} 及び C_{SR} との関係を示す。

【0 1 2 7】

【表 1 3】

式番号	関 係 式
(4-1)	$C_{SL} = (1 - d_{str}) \cdot C_{SL(S)} + d_{str} \cdot C_{SL(C)}$
(4-2)	$C_{SR} = (1 - d_{str}) \cdot C_{SR(S)} + d_{str} \cdot C_{SR(C)}$

図 1 4 は、上記スカイフック減衰係数 C_{SL} 及び C_{SR} が変化する場合の ECU 8 における減衰力制御を説明するためのフローチャートである。ステップ S 2 1 0 においては、前述のステップ S 1 1 0 と同様に目標減衰係数 C_{FL} 、 C_{FR} 、 C_{RL} 、 C_{RR} を演算するための未知数 Z_{FG}' 、 V_{FLS} 、 V_{FRS} 、 θ_F' 、 Z_{RG}' 、 V_{RLS} 、 V_{RRS} 、 θ_R' を検出する（検出結果 I）。しかる後、ステップ S 2 2 0 において表 1 3 に示されたように操舵角信号 A に基づいて車両の旋回の度合いを検出する（検出結果 I 1）。なお、旋回時に車両に加わる遠心力は車速に依存するので、車速を算出可能な車輪速度信号 v_{FR} 、 v_{FL} 、 v_{RR} 、 v_{RL} を更に用いて旋回の度合いを検出してもよい。また、車両の旋回の度合いはヨーレート信号 Ω や横加速度信号 G_Y を用いても検出することができる。

【0 1 2 8】ステップ S 2 3 0 では、検出結果 I 1 に応じてスカイフック減衰係数 C_{SL} 及び C_{SR} を演算する。本例では、表 1 3 に示した式（4-1）及び（4-2）を用いる。このようにして表 1 1 における全ての未知数が確定した後、これらの検出結果 I 及び I 1 に基づいて、表 1 1 に示した目標減衰係数 C_{FL} 、 C_{FR} 、 C_{RL} 、 C_{RR} を演算し（S 2 4 0）、目標減衰係数 C_{FL} 、 C_{FR} 、 C_{RL} 、 C_{RR} に実際のショックアブソーバの減衰係数が一致する

ようにアクチュエータを制御する（S 2 5 0）。

【0 1 2 9】以上、説明したように、本減衰力制御を行う車両 2 0 0 は、左右の車輪と左右の車体部位との間に設けられ減衰力が可変可能な左右のショックアブソーバと、ショックアブソーバの減衰力を可変する左右のアクチュエータと、車輪と車体部位との間のそれぞれの相対速度（ストローク速度）及び車体 2 0 1 を鉛直上方から仮想的に吊り下げる第 1 スカイフックショックアブソーバ 1 0_{SL} 並びに車体 2 0 1 をロール方向上方から仮想的に吊り下げる第 2 スカイフックショックアブソーバ 1 0_{SR} の減衰係数 C_{SL} 、 C_{SR} に基づいて左右のショックアブソーバの減衰力が可変するように左右のアクチュエータを制御する ECU 8 とを備える。なお、本アクチュエータは、減衰力が伸縮速度の低速域において可変であるため、車輪接地性を増大させて操縦性を向上させることができるが、本例では必ずしも減衰力可変領域が低速域に限定される必要はない。

【0 1 3 0】また、車両 2 0 0 の ECU 8 は、車輪を操舵するステアリングハンドル 4 a の操作状態に応じて第 1 及び第 2 スカイフックショックアブソーバ 1 0_{SL}、1 0_{SR} の減衰係数 C_{SL} 、 C_{SR} を求める。

【0 1 3 1】（第 3 減衰力制御）次に、ECU 8 による

第3減衰力制御について説明する。本減衰力制御においては、スカイフック理論に基いてばね下制振制御を行う。以下、詳説する。

【0132】図15は、図1に示した車両200の前左側をモデル化して示すモデル図である。ばね下であるショックアブソーバ10_{FL}下端部は、減衰係数 \dot{C}_S のスカイフックショックアブソーバ10_{SL(FL)}によって鉛直上方から吊り下げられている。なお、同図中の Z_{FL0} は基準水平面から車輪の路面接地位置までの距離、 m_{wFL} は左前輪11_{FL}の質量、 k_{wFL} は車輪11_{FL}のばね定数、 C_{wFL} は車輪11_{FL}の減衰係数である。なお、ばね上の運動方程式は、 $m_{FL} \cdot Z_{FL2} = -k_{FL} \cdot (Z_{FL2} - Z_{FL1}) - C_{FL} \cdot (Z_{FL2}' - Z_{FL1}')$ で与えられ、ばね下の運動方程式は、 $m_{wFL} = -k_{wFL} \cdot (Z_{FL1} - Z_{FL0}) - C_{wFL} \cdot (Z_{FL1}' - Z_{FL0}') + k_{FL} \cdot (Z_{FL2} - Z_{FL1}) + C_{FL} \cdot (Z_{FL2}' - Z_{FL1}')$ で与えられる。

【0133】同様に、ばね下であるショックアブソーバ10_{FR}、10_{RL}、10_{RR}下端部は、図示しない減衰係数 \dot{C}_S のスカイフックショックアブソーバ10_{SL(FR)}、10_{SL(RL)}、10_{SL(RR)}によって鉛直上方からそれぞれ吊り下げられている。なお、 Z_{FR0} 、 Z_{RL0} 、 Z_{RR0} は基準水平面から車輪の路面接地位置までの距離、 m_{wFR} 、 m_{wRL} 、 m_{wRR} は車輪11_{FR}、11_{RL}、11_{RR}の質量、 k_{wFR} 、 k_{wRL} 、 k_{wRR} は車輪11_{FR}、11_{RL}、11_{RR}のばね定数、 C_{wFR} 、 C_{wRL} 、 C_{wRR} は車輪11_{FR}、11_{RL}、11_{RR}の減衰係数とする。

【0134】本モデルの場合、スカイフック理論に基づく上下方向減衰力関係式から、制振制御を行うための減衰係数 C_{FL} 、 C_{FR} 、 C_{RL} 、 C_{RR} は、以下の表に示す関係式(5-1)、(5-2)、(5-3)及び(5-4)でそれぞれ与えられる。

【0135】
【表14】

式番号	関係式
(5-1)	$C_{FL} = \frac{Z'_{FL1}}{Z'_{FL2} - Z'_{FL1}} \cdot C_S = \frac{Z'_{FL1}}{V_{FLS}} \cdot C_S$
(5-2)	$C_{FR} = \frac{Z'_{FR1}}{Z'_{FR2} - Z'_{FR1}} \cdot C_S = \frac{Z'_{FR1}}{V_{FRS}} \cdot C_S$
(5-3)	$C_{RL} = \frac{Z'_{RL1}}{Z'_{RL2} - Z'_{RL1}} \cdot C_S = \frac{Z'_{RL1}}{V_{RLS}} \cdot C_S$
(5-4)	$C_{RR} = \frac{Z'_{RR1}}{Z'_{RR2} - Z'_{RR1}} \cdot C_S = \frac{Z'_{RR1}}{V_{RRS}} \cdot C_S$

したがって、未知数 Z_{FL1}' 、 Z_{FR1}' 、 Z_{RL1}' 、 Z_{RR1}' 、 V_{FLS} 、 V_{FRS} 、 V_{RLS} 、 V_{RRS} を検出すれば、目標減衰係数 C_{FL} 、 C_{FR} 、 C_{RL} 、 C_{RR} を表14に基づいて演算することができる。

【0136】図16は、ECU8における減衰力制御を説明するためのフローチャートである。ステップS310では、まず、未知数 Z_{FL1}' 、 Z_{FR1}' 、 Z_{RL1}' 、 Z_{RR1}' 、 V_{FLS} 、 V_{FRS} 、 V_{RLS} 、 V_{RRS} を検出する。ばね上下速度 Z_{FL1}' 、 Z_{FR1}' 、 Z_{RL1}' 、 Z_{RR1}' の検出には種々の方法が考えられる。

【0137】ばね下上下速度検出方法：1を以下の表に示す。

【0138】
【表15】

ばね下 上下速度検出方法：1

$$\begin{aligned} Z_{FL1}' &= \int Z_{FL1}'' dt \\ Z_{FR1}' &= \int Z_{FR1}'' dt \\ Z_{RL1}' &= \int Z_{RL1}'' dt \\ Z_{RR1}' &= \int Z_{RR1}'' dt \end{aligned}$$

ばね下上下速度検出方法：1では、上下Gセンサをそれぞれのばね下、すなわち、ショックアブソーバ10_{FL}、10_{FR}、10_{RL}、10_{RR}の下端部に配置し、その出力 Z_{FL1}'' 、 Z_{FR1}'' 、 Z_{RL1}'' 、 Z_{RR1}'' をローパスフィルタ等を用いて時間積分することにより Z_{FL1}' 、 Z_{FR1}' 、 Z_{RL1}' 、 Z_{RR1}' を検出する。

Z_{RL1}' 、 Z_{RR1}' を検出する。

【0139】ばね下上下速度検出方法：2を以下の表に示す。

【0140】
【表16】

ばね下 上下速度検出方法：2

$$Z_{FL1}' = \int Z_{FL2}'' dt - V_{FLS}$$

$$Z_{FR1}' = \int Z_{FR2}'' dt - V_{FRS}$$

$$Z_{RL1}' = \int Z_{RL2}'' dt - V_{RLS}$$

$$Z_{RR1}' = \int Z_{RR2}'' dt - V_{RRS}$$

ばね下上下速度検出方法：2では、上下Gセンサ7_{FL}、7_{FR}、7_{RL}、7_{RR}の出力Z_{FL2}''、Z_{FR2}''、Z_{RL2}''、Z_{RR2}''を時間積分することによってばね上下速度Z_{FL2}'、Z_{FR2}'、Z_{RL2}'、Z_{RR2}'を算出し、算出された速度Z_{FL2}'、Z_{FR2}'、Z_{RL2}'、Z_{RR2}'からストローク速度V_{FLS}、V_{FRS}、V_{RLS}、V_{RRS}を減じることによりZ_{FL1}'、Z_{FR1}'、Z_{RL1}'、Z_{RR1}'を検出する。なお、ストローク速度V_{FLS}、V_{FRS}、V_{RLS}、V_{RRS}は、表4及び表5に示したストローク速度検出方法：1及び2によって検出することができる。

【0141】ステップS320では、これらの検出結果に応じて目標減衰係数C_{FL}、C_{FR}、C_{RL}、10_{RR}を演算する(表14)。しかる後、目標減衰係数C_{FL}、C_{FR}、C_{RL}、10_{RR}をステップS130と同一の方法を用いて所定範囲内に制限し(S330)、目標減衰係数C_{FL}、C_{FR}、C_{RL}、C_{RR}に実際のショックアブソーバの減衰係数が一致するようにアクチュエータを制御する(S340)。

【0142】以上、説明したように、本減衰力制御を用いた車両200は、車輪と車体との間に設けられ減衰力が可変可能なショックアブソーバ10_{FL}と、ショックアブソーバ10_{FL}の減衰力を可変するアクチュエータ2_{FL}と、車輪の上下方向速度Z_{FL1}、車輪と車体との間の相対速度V_{FLS}、及びショックアブソーバ10_{FL}下端側を鉛直上方から仮想的に吊り下げるスカイフックショックアブソーバ10_{SL(FL)}の減衰係数C_Sに応じてショックアブソーバ10_{FL}の減衰力が可変するようにアクチュエータ2_{FL}を制御する制御手段とを備える。

【0143】ECU8は、スカイフック理論に基づき、ばね下に相当する車輪11_{FL}の上下方向速度Z_{FL1}及び車輪11_{FL}と車体201との間の相対速度V_{FLS}、及びばね下側に位置するショックアブソーバ10_{FL}下端側を鉛直上方から仮想的に吊り下げるスカイフックショックアブソーバ10_{SL(FL)}の減衰係数C_Sに応じて、車輪11_{FL}及び車体201間のショックアブソーバ10_{FL}の減衰力を制御するようにアクチュエータ2_{FL}を制御する。したがって、ばね下に相当する車輪11_{FL}の制振を行うことができ、車輪接地性を向上させて車両操縦性を

向上させることができる。

【0144】

【発明の効果】以上、説明したように、本発明の車両によれば、車輪車体間の相対速度の絶対値及び方向に応じてショックアブソーバの低速域減衰力を制御するので、車両の操縦性及び安定性を向上させることも可能である。

【図面の簡単な説明】

【図1】車両の斜視図。

【図2】図1に示した車両のI-I矢印断面図。

【図3】図2に示した懸架装置主要部のII-II矢印断面図。

【図4】図3に示したショックアブソーバの部分拡大図。

【図5】ショックアブソーバの減衰力の伸縮速度に対する関係を示すグラフ。

【図6】車両のシステムを示すシステム構成図。

【図7】車両の前側をモデル化した図。

【図8】車両の後側をモデル化した図。

【図9】ECUによる減衰力制御方法を示すフローチャート。

【図10】図9に示す前側目標減衰係数の演算方法を示すフローチャート。

【図11】図9に示す後側目標減衰係数の演算方法を示すフローチャート。

【図12】ECUによる減衰力制御方法を示すフローチャート。

【図13】d_{str}とC_{SL}、C_{SR}の関係を示すグラフ。

【図14】ECUによる減衰力制御方法を示すフローチャート。

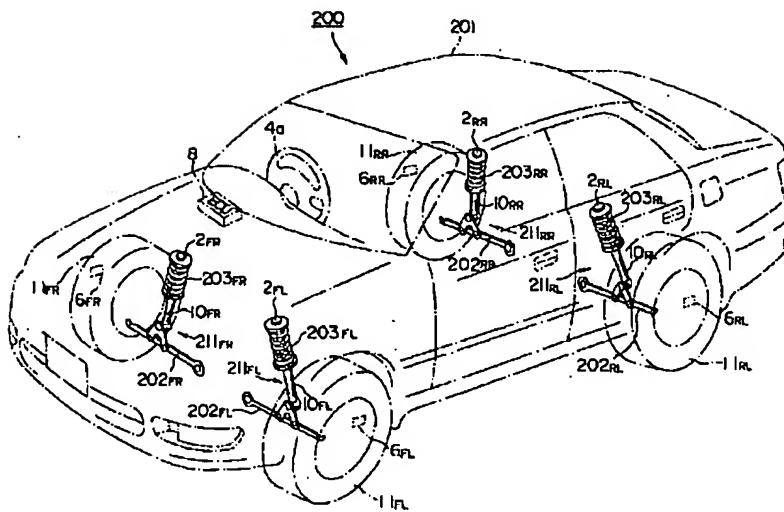
【図15】車両の前左側をモデル化した図。

【図16】ECUによる減衰力制御方法を示すフローチャート。

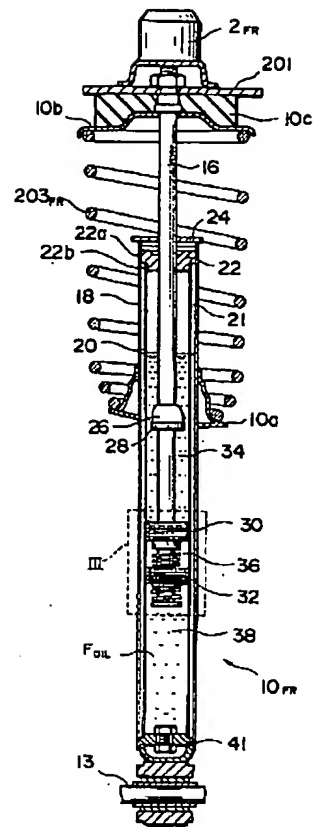
【符号の説明】

11_{FR}、11_{FL}、11_{RR}、11_{RL}…車輪、201…車体、10_{FR}、10_{FL}、10_{RR}、10_{RL}…ショックアブソーバ、2_{FR}、2_{FL}、2_{RR}、2_{RL}…アクチュエータ、8…制御手段。

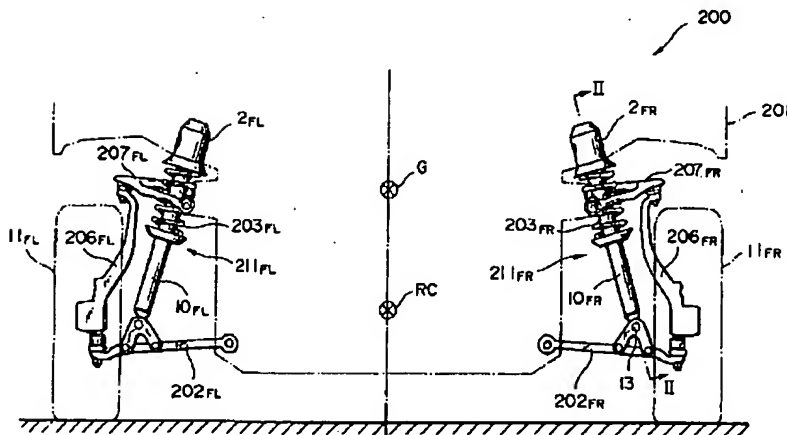
【図 1】



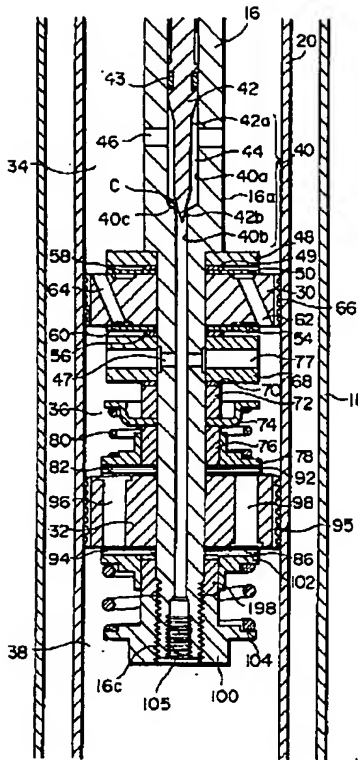
【図 3】



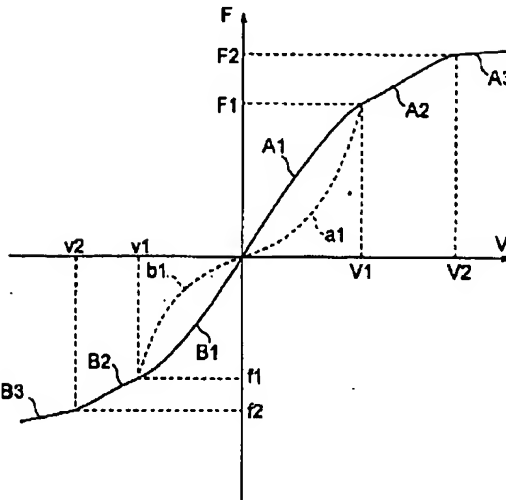
【図 2】



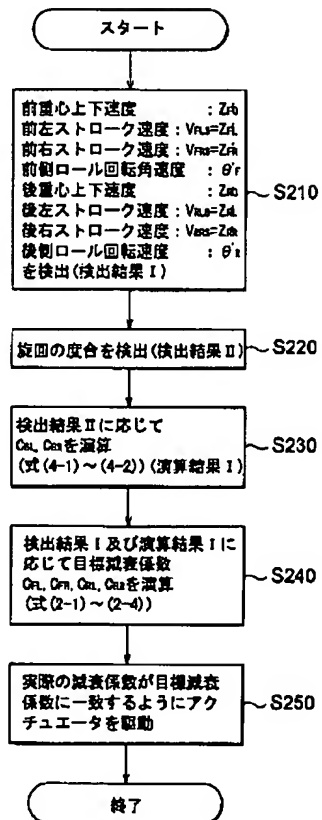
【図4】



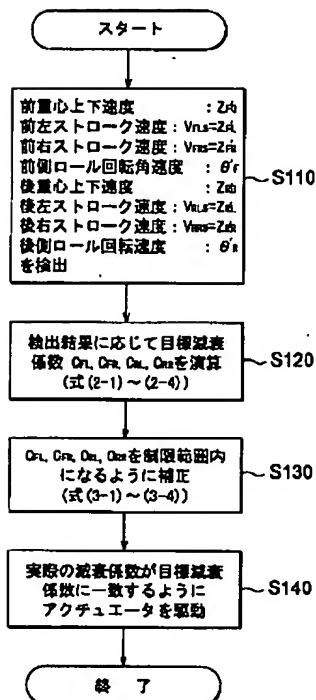
【図5】



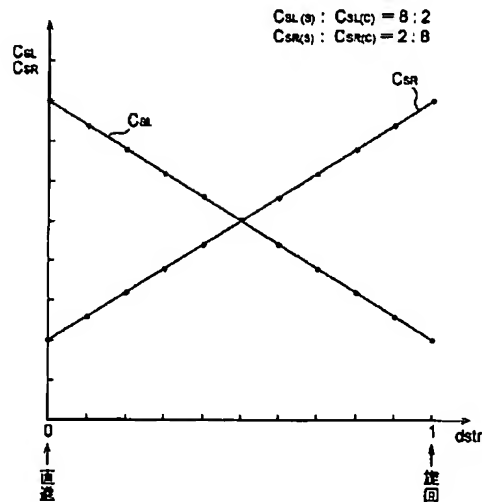
【図14】



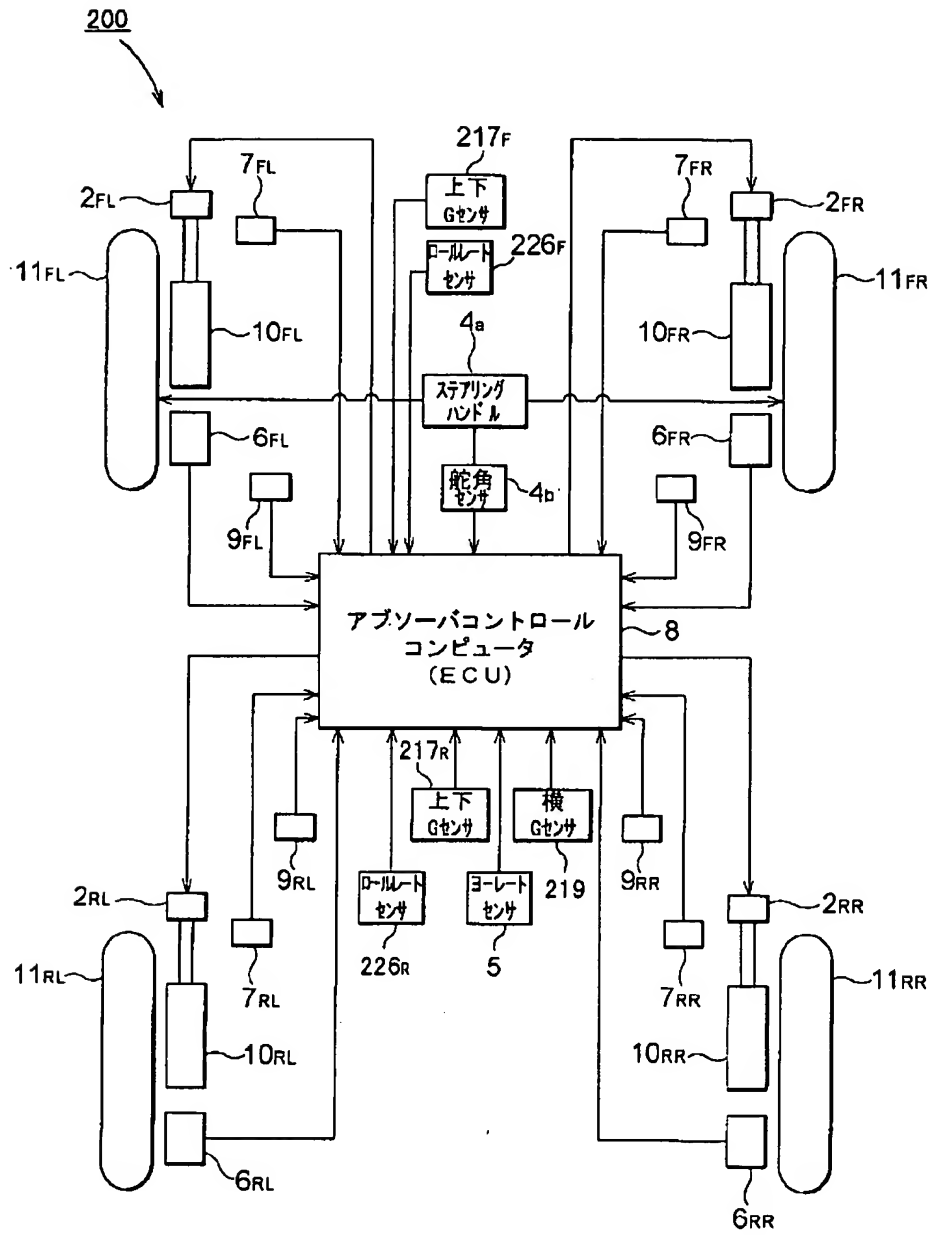
【図12】



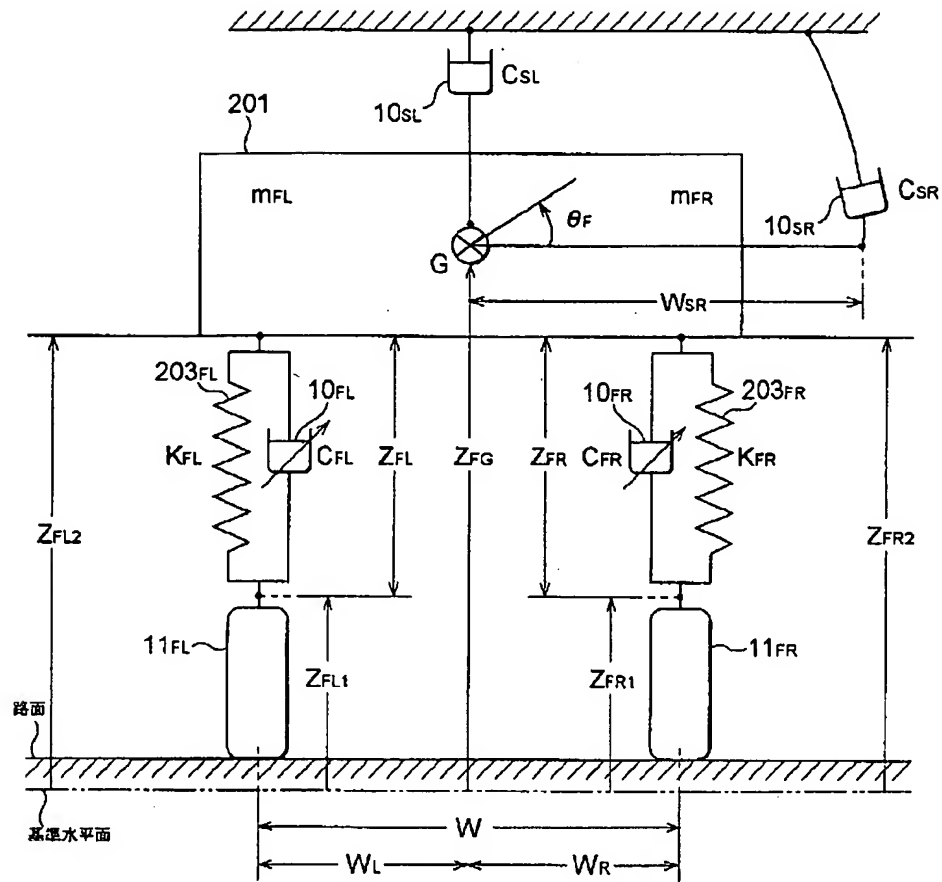
【図13】



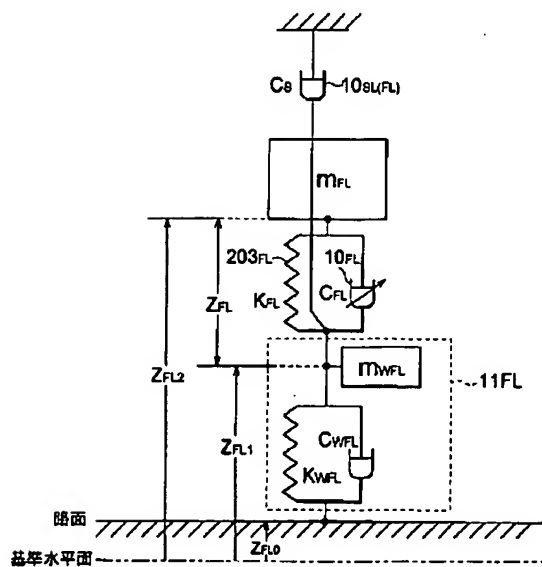
【図6】



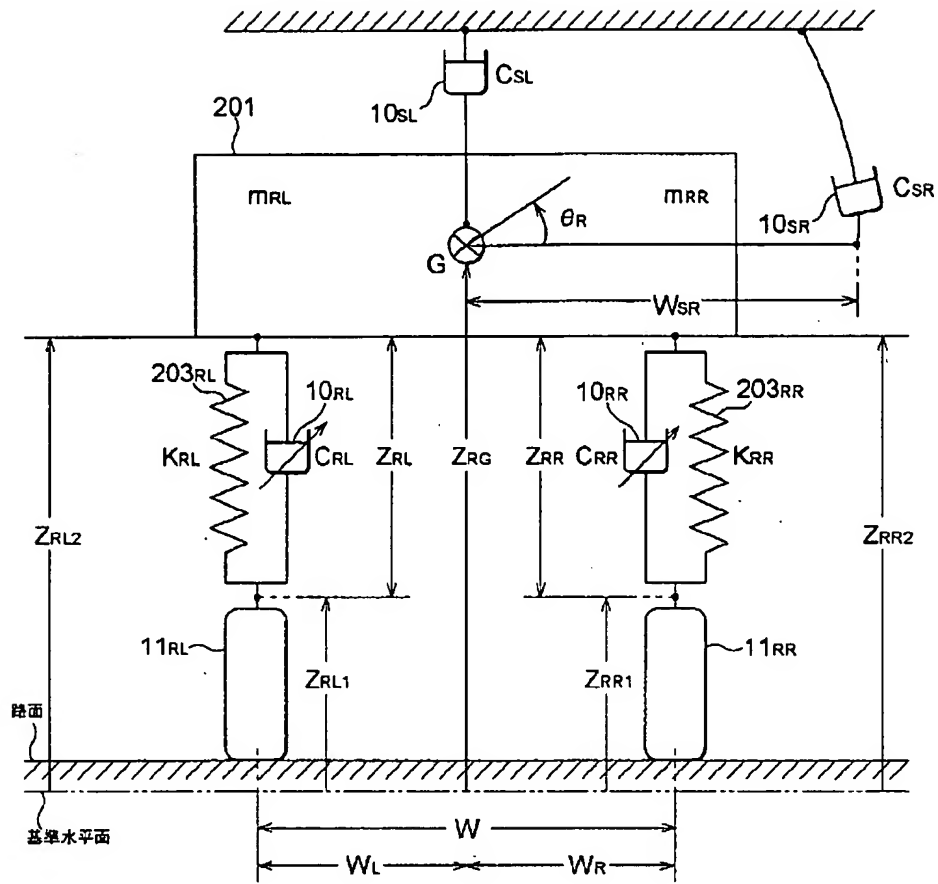
【図7】



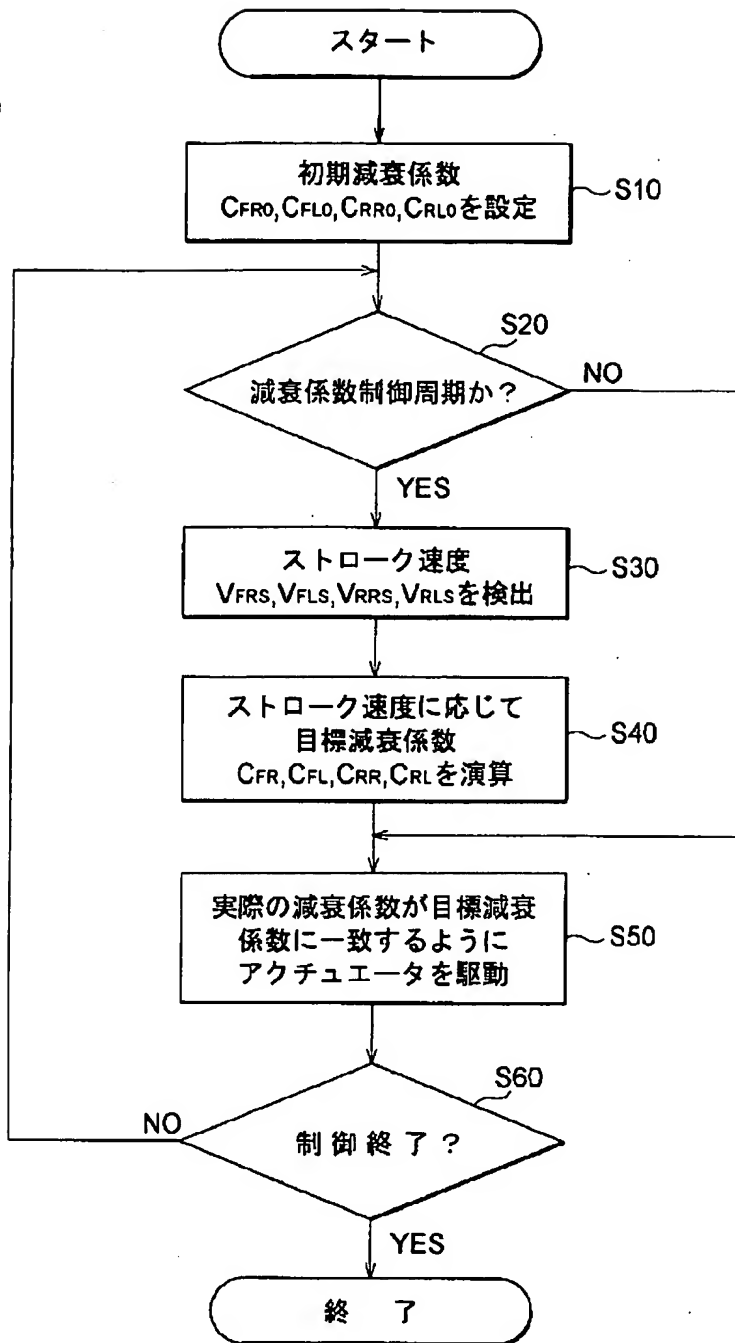
【図15】



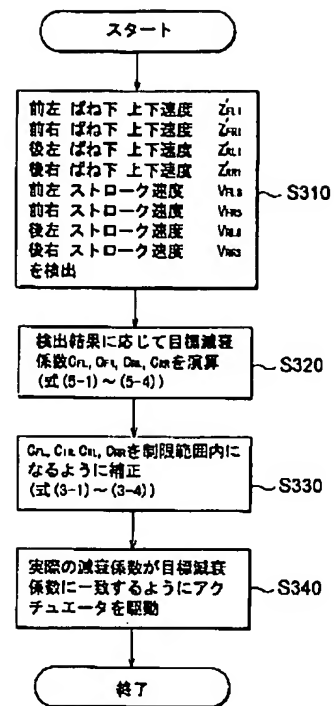
【図8】



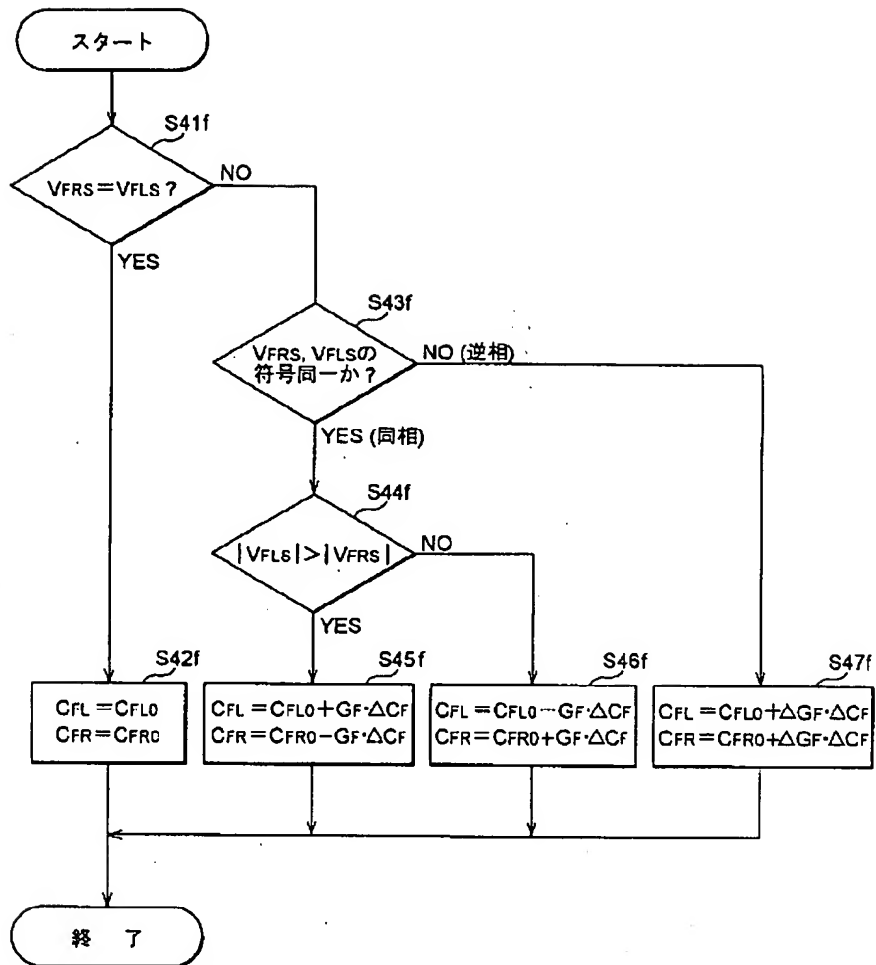
【図9】



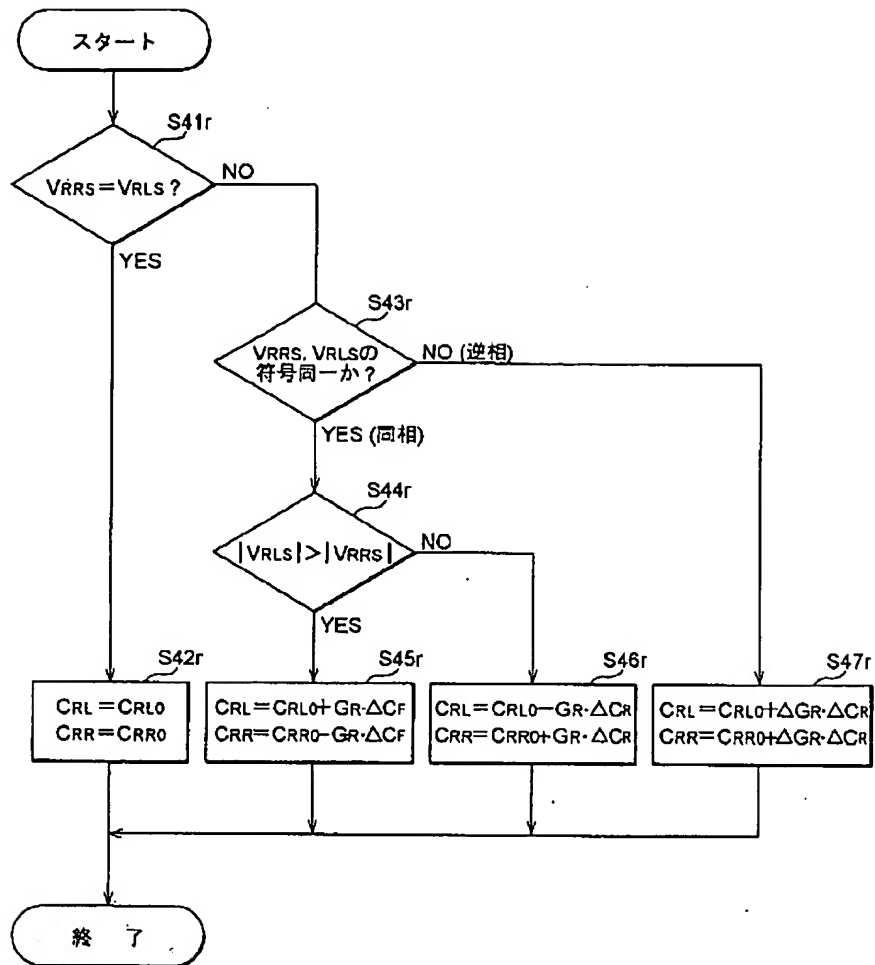
【図16】



【図10】



【図 11】



フロントページの続き

(72) 発明者 村田 正博
愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 池田 茂輝
愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内
(72) 発明者 鈴木 聡
愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内